



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

## NÁVRH A OPTIMALIZACE PIEZOAKTUÁTORŮ

DESIGN AND OPTIMIZATION OF PIEZOACTUATORS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAN JAJTNER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. ZDENĚK NOVÁČEK

BRNO 2013

## Abstrakt

Bakalářská práce se věnuje návrhu, vývoji a optimalizaci lineárního piezoaktuátoru typu impact-drive určeného k aplikaci v rastrovacím tunelovacím mikroskopu kde bude pracovat jako mechanický manipulátor měřicí jehly, pracujícího ve svislém směru. Text teoreticky rozpracovává a analyzuje problematiku piezoaktuátorů pracujících v UHV, přičemž v rámci teoretické diskuse je vytvořen matematický simulační model a formulovány požadavky na provoz manipulátoru, na jejichž základě je aktuátor navržen a realizován. V závěru práce jsou charakteristiky motoru měřeny a konfrontovány s numerickým modelem, přičemž je prototyp optimalizován nastavením nejefektivnějších parametrů budícího pulzu a silového zatížení.

## Klíčová slova

piezoelektrický aktuátor, AFM, STM, UHV, piezokeramika, impact-drive, optimalizace piezoaktuátoru,

## Abstract

This bachelor's thesis main concern is to develop and optimize a linear impact-drive piezoelectric actuator for scanning tunneling microscope working as vertical macroscopic manipulator of the conducting tip. UHV piezoelectric actuator issues are being discussed and analyzed on theoretical level in order to create adequate mathematical model. Based on expressed requirements a prototype is designed and measured, while seeking appropriate parameters of supply pulse and loading.

## Keywords

Piezoelectric actuator, AFM, STM, UHV, piezoceramics, impact-drive motion, optimization of piezoelectric actuator

## Citace

JAJTNER, J. Návrh a optimalizace piezoaktuátorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Nováček

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Nováčka a s pomocí odborné literatury, kterou jsem citoval v seznamu použité literatury .

.....  
Jan Jajtner

23.května 2013

## Poděkování

Děkuji vedoucímu Ing. Zdeňku Nováčkovi za rady, připomínky, humor a ochotu, Ing. Paverovi za rady s konstrukčním návrhem a Ing. Neumanovi za spolupráci při vytváření simulace. Dále děkuji své manželce Martině za podporu, pomoc a trpělivost, své rodině a přátelům za pochopení a v neposlední řadě Bohu za realizaci dobrodružství jakým je poznání.

©Jan Jajtner, 2013

*Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství .  
Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné,  
s výjimkou zákonem definovaných případů.*

# Obsah

Úvod.....	5
1. Teoretická část.....	6
1.1. Povaha UHV .....	6
1.1.1. Tření ve vakuu .....	6
1.1.2. Reakční vlastnosti.....	6
1.2. Piezoelektrický jev.....	7
1.2.1. Curieova teplota.....	7
1.2.2. Piezoelektrické materiály.....	8
1.2.3. PZT keramika.....	8
1.2.4. Matematický popis.....	9
1.2.5. Deformace piezokeramiky .....	10
1.3. Parazitní jevy v piezokeramice.....	11
1.3.1. Hystereze .....	11
1.3.2. Statický drift .....	11
1.4. Typy piezoelektrických aktuátorů .....	12
1.4.1. Slip-stick .....	12
1.4.2. Ultrasonic .....	13
1.4.3. Inchworm .....	13
1.4.4. Impact-drive.....	14
1.5. Modelování piezoelektrických aktuátorů .....	14
1.5.1. Elektrický model.....	15
1.5.2. Mechanický model.....	16
1.5.3. Stanovení rezonančních frekvencí .....	18
2. Modelování a simulace piezoaktuátoru typu impact-drive .....	22
2.1. Odvození pohybové rovnice .....	23
2.2. Modelování vstupního signálu .....	25
2.3. Výpočtová implementace v MATLABu.....	25
2.3.1. Generátor signálu.....	25
2.4. Implementace v prostředí Simulink .....	29
3. Návrh piezoaktuátoru typu impact-drive.....	30
3.1. Formulace požadavků na UHV lineární motor .....	30
3.2. Přehled technických rozporů .....	31
3.3. Konstrukce piezoaktuátoru.....	31

3.3.1.	Kalibrace muzikusu .....	33
4.	Měření charakteristik motoru.....	33
4.1.	Měřicí zařízení a aparatura .....	33
4.1.1.	Interferometr .....	34
4.1.2.	Vysokonapěťový zesilovač .....	34
4.1.3.	Prostředí LabView .....	35
4.2.	Optimalizace budící frekvence a exponentu.....	35
4.3.	Vliv relaxační periody .....	38
4.4.	Vliv přítláčné síly .....	39
4.5.	Optimalizace délky sestupné hrany .....	40
4.6.	Detail odezvy na budící signál .....	41
4.6.1.	Srovnání odezvy na budící signál s numerickou simulací.....	42
4.6.2.	Srovnání frekvenční závislosti při zátěži s numerickou simulací.....	43
4.6.3.	Tvar sestupné hrany.....	44
5.	Závěr.....	45
6.	Dodatek.....	46
7.	Literatura.....	48

# Úvod

Piezoaktuátory jako elektromechanické měniče nacházejí široké uplatnění nejen v měřicí a automatizační technice, ale díky možnosti precizního polohování a krátkého reakčního času a principiální jednoduchosti i v oblasti nanotechnologií. Nezastupitelné postavení mají pak piezoaktuátory v mikroskopech atomárních sil (AFM-Atomic force microscopy) a tunelovací mikroskopii (STM-Scanning tunneling microscope), kde jsou využívány prakticky od doby vzniku prvních rastrovacích mikroskopů v polovině 80. let pro jejich velmi výhodné užití vlastnosti. Kompatibilita s velmi vysokým vakuem (UHV-Ultra high vacuum), jímž je podmíněna funkčnost mikroskopů AFM/STM, je primárním motivem k jejich využití a vývoji právě v této oblasti. V neposlední řadě je významnou charakteristikou většiny piezoaktuátorů vysoká spolehlivost a životnost teoreticky dosahující až  $10^{12}$  cyklů [1].

V práci je uveden přehled základních typů piezoaktuátorů s vysvětlením jejich funkčnosti a optimálního využití, přičemž je v rámci tohoto přehledu uveden model určený realizaci v této práci. Výhodou vlastního návrhu je snazší modifikovatelnost, nízký pořizovací náklad, možnost reprodukce a dalšího vývoje. Práce v mnohém navazuje na předchozí zkušenosti s konstrukcí, provozem a realizací aktuátoru na Ústavu fyzikálního inženýrství FSI, přičemž využívá přístrojovou techniku a software, navržený pro vývoj piezomanipulátorů.

Úvod práce má teoretický charakter a shrnuje poznatky o chování materiálů v UHV (především jejich tribologické a reakční vlastnosti), popisuje podstatu piezoelektrického jevu a způsoby jeho matematického modelování.

Následující část pak přesněji formuluje požadavky na realizaci piezoaktuátoru a problematizuje jeho technické řešení, z hlediska funkčních rozporů, přičemž stanovuje kritéria optimalizace. Rámcový návrh posuvu pak vede k formulaci matematického modelu pohybu aktuátoru typu impact-drive, který umožní lépe stanovit funkční parametry vzorku.

Poslední část se věnuje realizaci a měření charakteristik vzniklého modelu, jejich hodnocení a optimalizaci. Získaná data jsou konfrontována se zavedenými předpoklady a výpočtovým modelem.

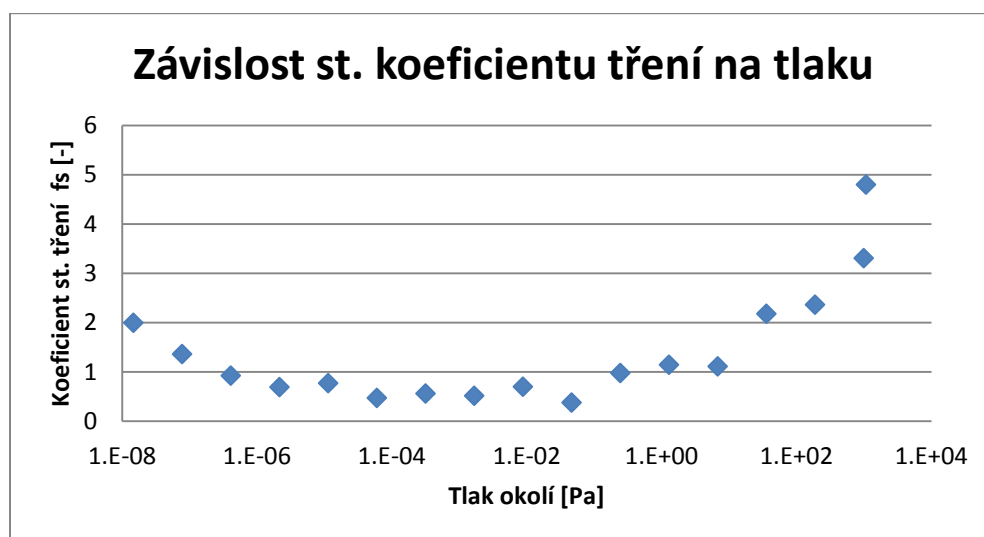
# 1. Teoretická část

## 1.1. Povaha UHV

Velmi vysokým vakuum rozumíme prostředí o tlaku v rozmezí od  $10^{-8}$  až  $10^{-12}$  Pa [20]. Vzhledem k velmi nízkému tlaku a tedy velmi nepatrné interakci těles s prostředím dochází k zásadním kvalitativním změnám v chování materiálu. Z hlediska vývoje lineárního piezoaktuátoru je významná změna v povaze tření a interakce povrchů.

### 1.1.1. Tření ve vakuu

Vlivem velmi slabé interakce s molekulami plynů téměř nedochází k oxidaci povrchu látek, vměstňávání nečistot a absorpci nežádoucích mikročástic [3][4]. Díky tomu se koeficienty statického smykového tření s klesajícím tlakem zmenšují. Nicméně u těles ze stejného materiálu vzájemná přilnavost díky nepřítomnosti povrchové vrstvy oxidů roste.



Obr.č. 1: Závislost koeficientu statického tření na okolním tlaku, převzato z [23], graficky upraveno

Vlivem velmi nízké tepelné vodivosti v UHV *zůstává* disipační energie tření při pohybu lineárního posuvu přeměněná na teplo v materiálu, mění vlastnosti tělesa ve styčných plochách a tím zvyšuje koeficient dynamického tření.

### 1.1.2. Reakční vlastnosti

Jak již bylo naznačeno v předchozí kapitole v UHV se těleso nepokrývá vrstvou oxidů a nečistot, proto se na rozhraní dvou těles stejného materiálu dochází k vzájemné difuzi atomů dovnitř tělesa a tím i k zásadní změně koeficientu statického tření. Tento jev je mít při konstrukci UHV aktuátorů zvlášť na paměti.

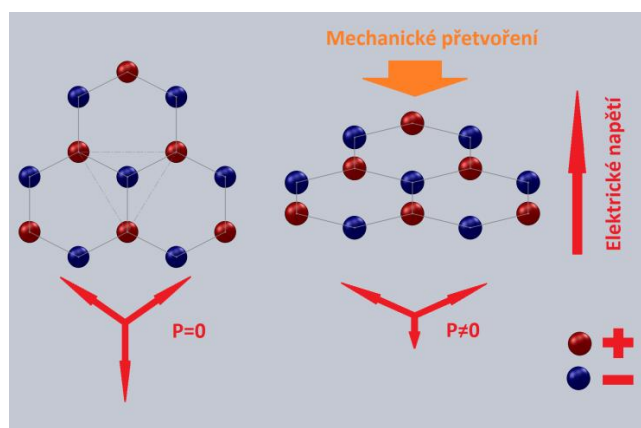
## 1.2. Piezoelektrický jev

Na krystalech piezoelektrických<sup>1</sup> látek lze při aplikaci mechanického napětí pozorovat rozdíl elektrostatického potenciálu. Tento jev lze vysvětlit změnou jeho vnitřní struktury, kdy jsou atomy středově nesouměrného (acentrického) krystalu vyšinuty mechanickou zátěží ze svých rovnovážných poloh, přičemž výslednice vektoru elektrické polarizace bude mít oproti relaxačnímu stavu nenulovou hodnotu. Tak vzniknou podobně jako při dielektrické polarizaci, stejně velké opačné povrchové náboje na protilehlých stěnách krystalu [10]. Makroskopicky lze tento jev pozorovat změnou napětí na elektrodách piezoelektrického materiálu. Kvantitativně lze tento jev popsat piezoelektrickou nábojovou konstantou:

$$d = \frac{\varepsilon}{E} = \frac{D}{\sigma} \quad [m/V] \quad (1.1)$$

,kde  $d$  je nábojová konstanta pro příslušný směr,  $\varepsilon$  mechanické přetvoření,  $E$  je složka vektoru intenzity el. pole,  $D$  je složka vektoru elektrické polarizace a  $\sigma$  je aplikovaná mechanická napjatost v příslušném směru.

Podobný mechanismus jaký byl popsán u výše uvedeného přímého piezoelektrického jevu, se uplatňuje i nepřímého (recipročního) jevu. Připojíme-li napětí k elektrodám piezoelektrického materiálu, pozorujeme deformaci úměrnou intenzitě budícího elektrostatického pole<sup>2</sup>. Tento jev lze vysvětlit změnou rovnovážné polohy atomů jako důsledek nenulového vektoru elektrické polarizace.



Obr.č. 2: Deformace acentrického krystalu a změna vektorů el. polarizace

### 1.2.1. Curieova teplota

S rostoucí teplotou roste obecně v jakémkoli piezoelektrickém materiálu pravděpodobnost fázového přechodu, při níž přejde metastabilní asymetrická struktura krystalu v symetrickou. Tato změna je nevratná a nastává pro konkrétní materiál při jisté tzv. Curieově teplotě.

<sup>1</sup> Někdy označovány jako feroelektrické

<sup>2</sup> Tento jev bývá také označován jako elektrostrikce

<sup>3</sup> Hysterjez a Drift je popsán v části 2.5.2

<sup>4</sup> Podrobnosti o vnitřním tření PZT materiálu lze nalést v části. 2.5.2



Piezelektrický materiál po překročení této limitní teploty ztrácí své kvalitativní vlastnosti. Curieova teplota je pro daný piezoelement materiálovou konstantou a je uvedena pro konkrétní produkt v katalogu výrobce.

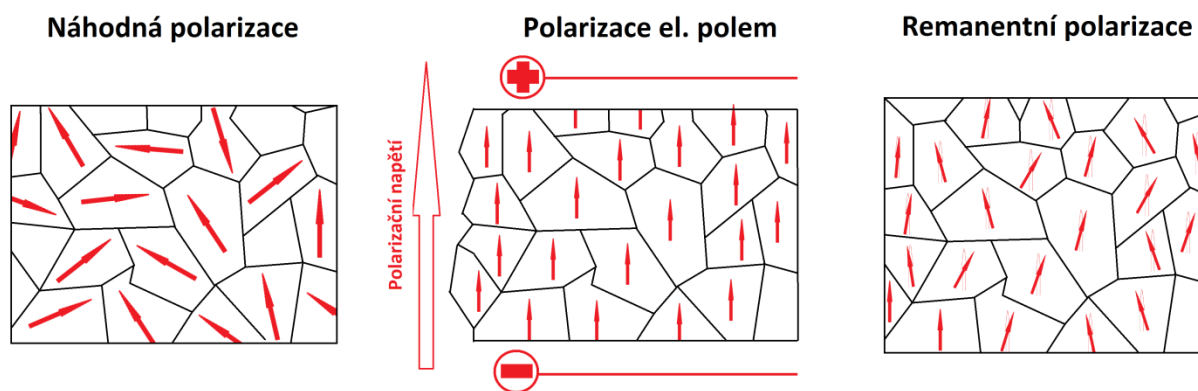
Hodnota limitní teploty je významná z hlediska provozu aktuátoru v UHV, neboť vakuové komory je třeba vypékat až na teplotu 200°C, což je hodnota blízká Curieově teplotě mnohých piezomateriálů. Vliv Curieovy teploty v problematice navrhování piezoaktuátorů je podrobněji diskutován níže, popř. v literatuře [20].

### 1.2.2. Piezelektrické materiály

Mezi dostupnými materiály vykazující piezelektrické vlastnosti nalezneme jak látky *monokrystalické*, které mají silně anizotropní vlastnosti, v nichž vektor elektrické intenzity je obecně lineární funkcí vektoru elektrické polarizace, tak látky *polykrystalické*, mezi něž řadíme především piezokeramické materiály. Piezelektrické keramiky používané v průmyslu se nejčastěji vyrábějí jako směs tuhých roztoků  $\text{PbZrO}_3$  (PZ) a  $\text{PbTiO}_3$  (PT). Poměr jednotlivých složek se pohybuje okolo 48% PZ a 52 % PT [5], proto se tato keramika často označuje jako PZT.

Zrna polykrystalického materiálu jsou náhodně orientována, proto se polarizují silným elektrickým polem. Po odstranění vnějšího pole ve vzniklém materiálu přesto zůstává zbytková (remanentní) polarizace částečně orientovaná mimo požadovaný směr.

Remanentní polarizace je parazitním technologickým jevem, který celkově snižuje účinnost piezoelementu a přispívá k rozšíření nežádoucích jevů<sup>3</sup>.



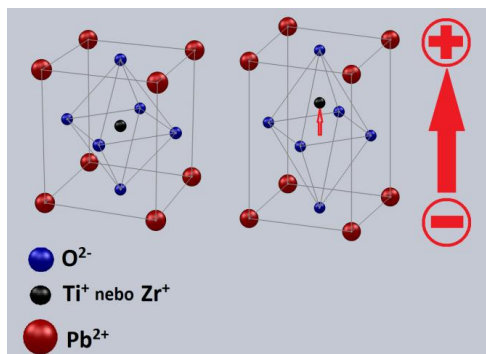
Obr.č. 3: Vznik remanentní polarizace piezelektrického materiálu

### 1.2.3. PZT keramika

Olovo zirkonát-titanát (v anglické literatuře-lead zirkonium titanite) jako směs zirkonátu olova  $\text{PbZrO}_3$  a titanátu olova  $\text{PbTiO}_3$  patří mezi nejpoužívanější piezokeramiku pro STM/AFM aplikace. Díky vysoké Curieově teplotě (okolo 340°C pro PZ a 470°C pro PT závisle na výrobci) a relativně vysoké nábojové konstantě (až  $6,70 \cdot 10^{-10} \text{ C/N}$ ).

<sup>3</sup> Hystereze a Drift popsány v části 1.3

Čistý tuhý roztok PZT bývá většinou dopován k vytvoření akceptorních vakancí (ztráta atomu kyslíku), popřípadě donorních vakancí (ztráta atomu kovu). Takto vzniká tzv. tvrdá resp. měkká PZT keramika (soft and hard PZT). Měkká PZT vykazuje vyšší nábojovou konstantu, ale zároveň větší ztráty díky vnitřnímu tření v materiálu<sup>4</sup>[19], zatímco tvrdá PZT lépe odolává vzájemnému pohybu zrn a tím vnitřnímu tření, má ovšem obecně nižší napěťovou konstantu. K polarizaci v PZT keramice dochází díky posunu atomu kovu (Ti<sup>+</sup> nebo Zr<sup>+</sup>) v rámci elementární buňky:



Obr.č. 4: Deformace keramiky PZT a vznik nenulového elektrostatického potenciálu

#### 1.2.4. Matematický popis

Matematicky popsat chování piezoelektrického materiálu znamená zohlednit jak jevy mechanické, tak jevy elektrostatické. Z hlediska mechaniky považujeme piezoelektrický materiál za pružně-plastický, přičemž využíváme jako konstitutivního vztahu zobecněného Hookova zákona. Z hlediska elektrostatiky lze piezoelektrický materiál považovat z anizotropní dielektrikum [10]<sup>5</sup>

Pro malé deformace dielektrika plyne z Hookova zákona vztah:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{s} * \boldsymbol{\sigma} \quad (1.2)$$

Kde  $\boldsymbol{\varepsilon}$  je tenzor malých deformací,  $\boldsymbol{s}$  je tenzorem elastických modulů<sup>6</sup> v příslušných krystalografických směrech a  $\boldsymbol{\sigma}$  je tenzor napětí v bodě tělesa. Dielektrikum dále popisuje dle [10] rovnice pro elektrickou polarizaci (resp. indukci):

$$\vec{D} = \kappa \epsilon_0 \vec{E} \quad (1.3)$$

,kde  $\vec{D}$  je vektor polarizace,  $\vec{E}$  vektor elektrické intenzity,  $\epsilon_0$  permitivita vakua,  $\kappa$  je elektrická poddajnost (susceptibilita), která má pro anizotropní materiál charakter tenzoru<sup>7</sup>. Vzhledem k tomu, že v piezoelektrických materiálech z principu existuje závislost mezi mechanickým přetvořením a elektrickým polem, lze výslednou interakci popsat dvojicí tenzorových rovnic (1.4) a (1.5)

<sup>4</sup> Podrobnosti o vnitřním tření PZT materiálu lze nalézt v části. 2.5.2

<sup>5</sup> Podrobnější popis elektromechanického modelování piezomateriálu je uveden v [5] a [8]

<sup>6</sup> U piezokeramiky je zvykem uvádět elastickou poddajnost v jednotkách [m<sup>2</sup>/N]=[Pa<sup>-1</sup>]

<sup>7</sup> Někdy bývá součin skalární permittivity vakua a susceptibility  $\kappa \epsilon_0$  uváděn jako jedna matice permitivit materiálu  $\epsilon$ .

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{s}^E \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{d}^T \vec{E} \quad (1.4)$$

$$\vec{D} = \mathbf{d} \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{\kappa}^T \epsilon_0 \vec{E} \quad (1.5)$$

,kde  $\mathbf{s}^E$  je matice elastických modulů při konstantním elektrickém poli a  $\boldsymbol{\kappa}$  je tenzor elektrické poddajnosti při konstantním mechanickém napětí  $\boldsymbol{\sigma}$ . Tenzor  $\mathbf{d}$  je matice nábojových konstant. Při zanedbatelném mechanickém napětí lze (1.4) dále zjednodušit:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{d} \vec{E} \quad (1.6)$$

resp.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \\ \varepsilon_5 \\ \varepsilon_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (1.7)$$

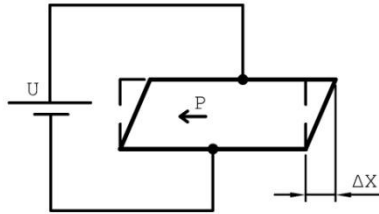
Přičemž matici  $\mathbf{d}$  lze redukovat na skalár, uvažujeme-li deformaci pouze v jednom konkrétním směru:

$$\varepsilon_n = d_{m,n} E_n \quad (1.8)$$

,kde indexi  $n, m$  definují deformační směr.

### 1.2.5. Deformace piezokeramiky

Deformaci piezokeramiky jak plyne z (2.2.4.7) lze popsat pro jednotlivé deformační směry (mody) jednou skalární rovnicí. Vzhledem k tomu, že v této práci bude použita piezokeramika s *převažující stříhovou deformací*, popíšeme tento jev detailněji:



Obr.č. 5: Deformace stříhové piezokeramiky po přiložení el. napětí, převzato z [3]

Deformace ve stříhu nastává, přiložíme napětí k segmentu kolmo ke směru polarizace. Z (2.2.4.7) plyne:

$$\Delta x = U * d_{15} \quad (1.9)$$

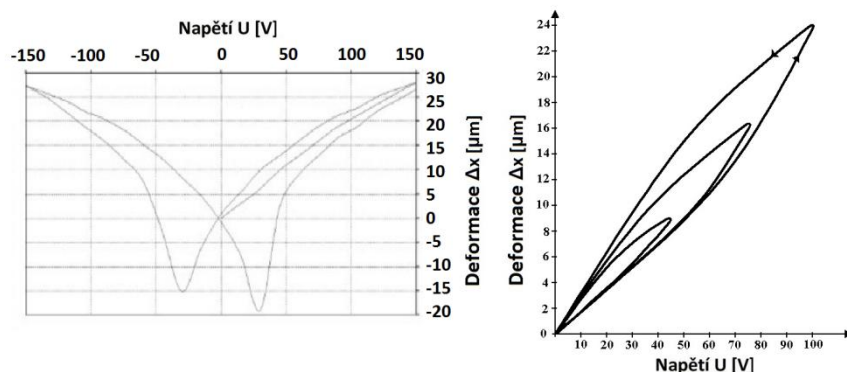
Kde  $\Delta x$  je deformační posuv,  $U$  přiložené napětí a  $d_{15}$  je piezoelektrická nábojová konstanta, přičemž uvedený vztah není zcela ve shodě s realitou, protože nezohledňuje nelinearitu mezi napětím a deformací. Linearita elektromechanické přeměny v piezokeramice je diskutována v následující kapitole.

### 1.3.Parazitní jevy v piezokeramice

Díky řadě technologických i principiálních omezení se setkáváme u piezokeramiky a u dielektrik obecně s parazitními jevy, které snižují účinnost elektromechanické přeměny a komplikují její modelování dodatečnými nelinearitami.

#### 1.3.1. Hystereze

Podobně jako se u feromagnetických se i u feroelektrických látek uplatňuje hystereze. Jedná se o nelineární závislost mezi napětím a deformací, při cyklickém napěťovém napájení, přičemž deformace je závislá nejen na velikosti napětí, ale i na směru polarizace.<sup>8</sup> Přítomnost hystereze lze vysvětlit jako důsledek remanentní polarizace v piezokeramice (kap. 1.2.2), přičemž se tento jev zvlášť nepříjemně projevuje při symetrickém napěťovém napájení. Podstatou hystereze je nutnost dielektrikum nejdříve depolarizovat z předchozího cyklu, aby mohl být změněn deformační směr



Obr.č. 6: Hysterezní smyčky pro symetrickou resp. nesymetrickou napěťovou zátěž, převzato z [22]

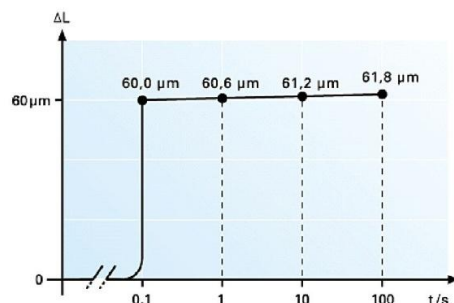
Míru energetických ztrát jedné hysterezní smyčky lze podobně jako u feromagnetické či mechanické hystereze interpretovat jako plošný obsah jejího obsahu.

Díky hysterezní nelinearitě se piezoaktuátory obtížněji modelují i řídí, neboť je třeba zavedený model v pracovní oblasti linearizovat, přičemž v jistých případech je provedená linearizace neadekvátní k aplikaci. Významná je rovněž teplotní závislost hystereze, přičemž s rostoucí teplotou roste i význam hystereze pro modelování piezokeramiky. Vliv hystereze se vyjadřuje poměrem mezi maximální přetvořením piezoelementu a rozdílem maximálních přetvoření pro opačné směry polarizace (nejvzdálenější body dvou větví hysterezní smyčky). Pro keramiku použitou k realizaci v této práci s označením NCE51 činí procentuální vliv hystereze 12% [22]

#### 1.3.2. Statický drift

Při dlouhodobém mechanickém zatížení piezokeramiky ve statickém stavu dochází k *tečení materiálu (creep)*, tedy k růstu deformace bez připojeného napětí. Deformace piezokeramiky i po odlehčení přetrvává, přičemž mění parametry piezokeramiky a znehodnocuje případný experiment i její kvalitativní vlastnosti.

<sup>8</sup> Podrobnější informace o chování a modelování hysterezní smyčky např. v [2],[14], kde je použita analogie s feromagnetickými látkami



Obr.č. 7: Statický drift piezoelektrického aktuátoru, převzato z [22]

S driftem se rovněž lze setkat při teplotním zatížení, ovšem dle [15] lze jeho remanentní vliv po odlehčení zanedbat. Rovněž teplota může růst maximálně k limitní Curieově teplotě.

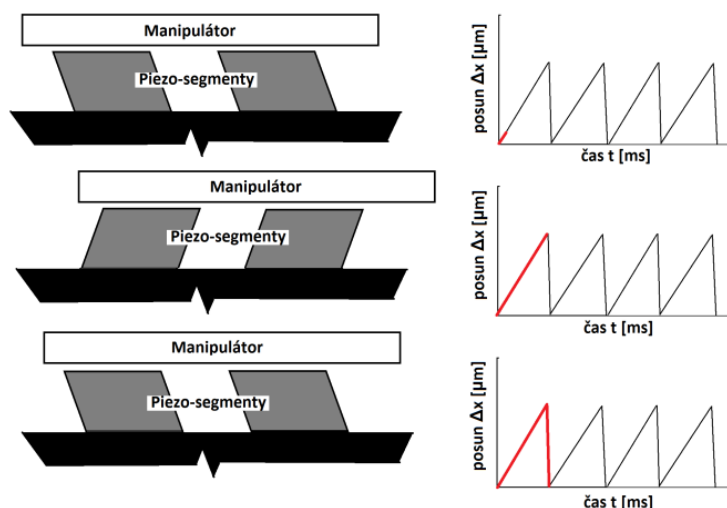
## 1.4. Typy piezoelektrických aktuátorů

V následujícím textu je popsán princip několika základních typů piezoaktuátorů s jejich provozními vlastnostmi, přičemž v rámci kapitoly je jeden z typů aktuátorů vybrán k realizaci. Text vychází především z publikace [7], kde lze nalézt řadu podrobností.

### 1.4.1. Slip-stick

Slip-stick aktuátory využívají rozdílných hodnot koeficientu statického a dynamického smykového tření a setrvačné hmoty unášeného předmětu. Polohovací manipulátor je unášen řadou piezoelementů, které pomalým pohybem vpřed z výchozí pozice udržují manipulátor na svém povrchu (Stick fáze).

V okamžiku, kdy piezosegmenty dojdou svého deformačního maxima, prudce změní polohu opět do výchozí pozice, přičemž manipulátor si díky své setrvačné hmotě udrží polohu (Slip fáze). Deformace je řízena napětím, přičemž napěťový signál má tvar jednostranné pily<sup>9</sup>.

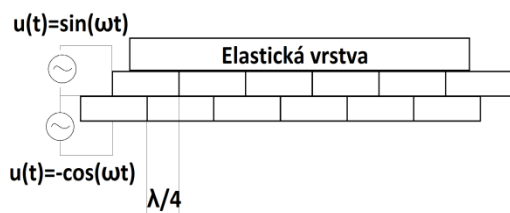


Obr.č. 8: Princip činnosti piezoaktuátoru typu slip-stick

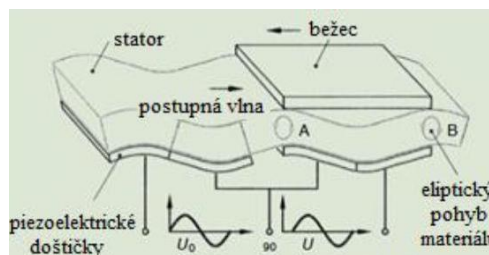
<sup>9</sup> Přípustný je obecně jakýkoli nesymetrický signál

### 1.4.2. Ultrasonic

Piezoaktuátory označované jako *ultrasonic* pracují podobně jako předchozí typ se smykovým třením nicméně unášivý pohyb vzniká jako důsledek elastické vlny šířící se piezosegmenty. Elementy s *příčnou* deformací jsou umístěny ve dvou vrstvách nad sebou vzájemně posunuty o  $\frac{1}{4}$  vlnové délky předpokládané stojaté vlny, přičemž horní vrstva je buzena harmonickým napětím  $u(t) = \sin(\omega t)$  a spodní vrstva je buzena napětím fázově posunutým o  $90^\circ$ :  $u(t) = -\cos(\omega t)$ . Připojením elastického materiálu na povrch vzniklého segmentu vzniká elastická vlna, která může unášet užžitnou zátěž.



Obr.č. 9: Schéma aktuátoru typu ultrasonic s budícím signálem

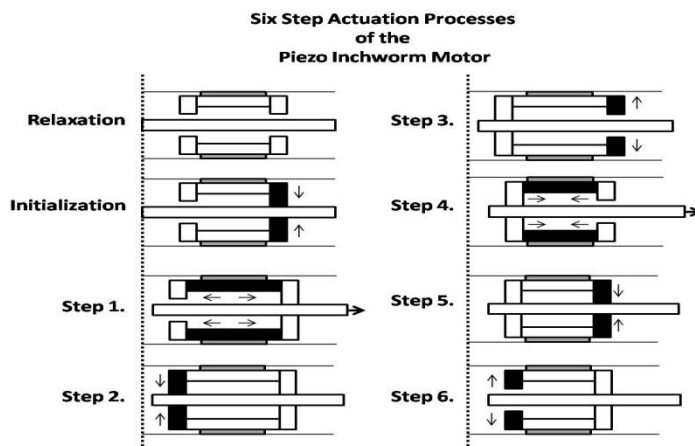


Obr.č. 10: Pohyb a skladba aktuátoru typu ultrasonic, převzato z [7]

Ultrasonic motory jsou velmi efektivní a přené, nicméně jsou konstrukčně a technologicky náročné, vhodnější spíše pro polohování clon ve fotoaparátech.

### 1.4.3. Inchworm

Pohyb typu inchworm využívá kombinaci deformací piezokeramiky ve dvou směrech, přičemž segmenty deformované v podélném směru zajišťují pohyb segmentů pohybujících se v příčném směru. Tyto pak svírají samotný hybný člen. Pohyb typu inchworm je velmi přesný co do polohování, neboť nedochází např. na rozdíl od pohybu slip-stick k nežádoucímu zpětnému pohybu. Z hlediska regulace se ovšem jedná o náročnější systém. Podobný mechanismus využívá i motor typu push-pull, kde podélný posuv zajišťují stříhové piezoelementy a svírací mechanismus je ovládán příčně deformovanými elementy.<sup>10</sup>



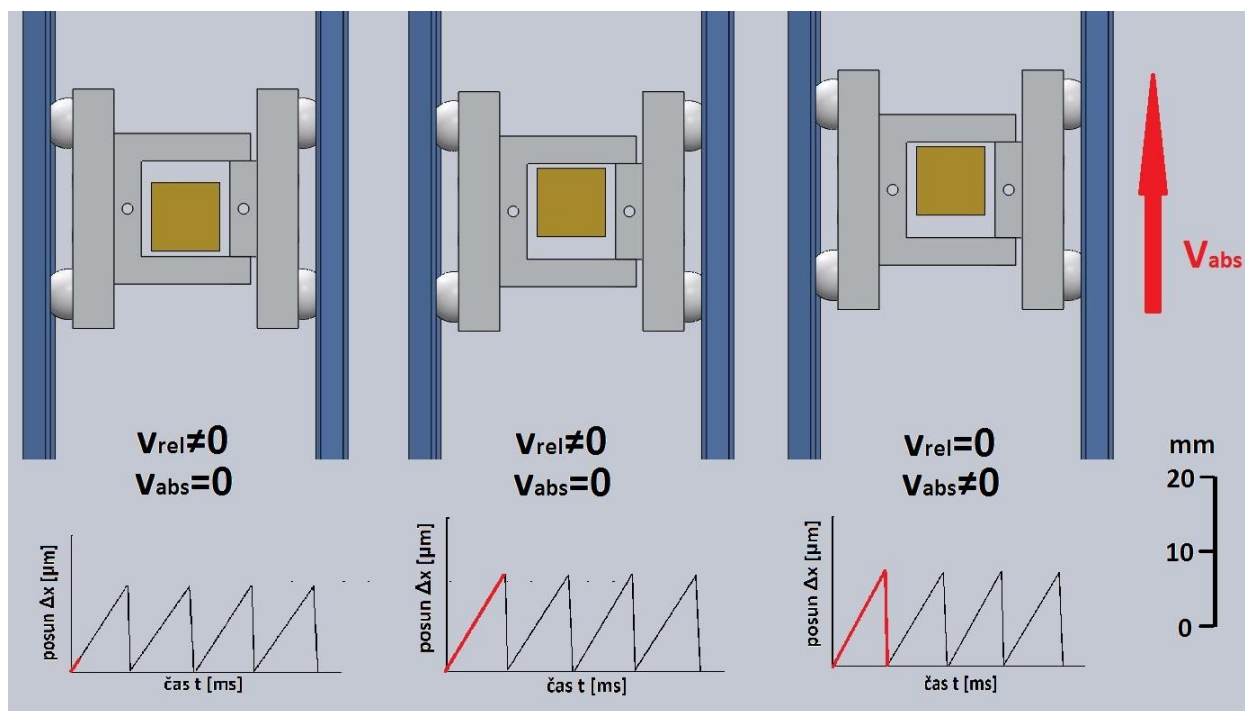
Obr.č. 11: Popis pohybu aktuátoru typu inchworm, převzato z [24]

<sup>10</sup> Někdy dochází k záměně pojmů push-pull a inchworm

#### 1.4.4. Impact-drive

Poslední z řady uvedených typů je motor typu impact-drive, který je patrně nejjednodušší z hlediska principu i konstrukce a byl také vybrán k realizaci v této práci. Do značné míry se podobá typu slip-stick, neboť využívá k pohybu své inerciální (setrvačné) hmotnosti a rozdílu mezi statickým a dynamickým třením.<sup>11</sup>

Aktuátor se skládá z rámu a inerciální zátěže, která je k rámu připojena piezoelementy. Rám aktuátoru je uložen ve vedení, kde ve styčných plochách působí smykové tření. Inerciální zátěž se díky piezokeramickým elementům pohybuje vůči rámu *relativně*. V první fázi se závaží pohybuje vzad, přičemž pohyb je dostatečně pomalý (resp. jeho zrychlení), aby nedošlo k překročení statického tření ve styčných plochách a nedošlo k nežádoucímu pohybu. V druhé fázi při pohybu dopředu naopak závaží vůči vozíku extrémně zrychlí, přičemž silově působí na celý aktuátor. Dojde k *absolutnímu* pohybu vozíku. Řídicí signál je opět jako u slip-stick aktuátoru modelován jako jednostranná pila.



Obr.č. 12: Princip pohybu aktuátoru typu impact-drive

Jak už bylo řečeno piezoaktuátor typu impact-drive byl zvolen k *realizaci v této práci*, vzhledem ke své konstrukční jednoduchosti a poměrné výkonnosti a velmi snadnému řízení, proto budou jeho charakteristiky, matematický model i realizace podrobněji popisovány v následujících kapitolách.

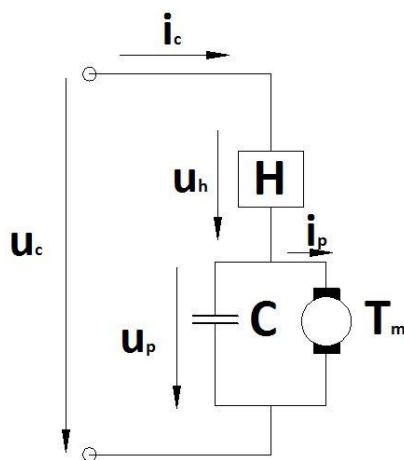
#### 1.5. Modelování piezoelektrických aktuátorů

Matematické modely piezoaktuátorů jsou odpovědné za možnost kvalitní předpovědi chování motoru a schopnost stanovit výrobní parametry aktuátoru. Matematické modely v této práci vychází především z publikací [2] a [6], nicméně řadu zajímavých podmětů lze rovněž najít v [16].

<sup>11</sup> Opět často dochází k terminologickým záměnám u typů slip-stick a impact

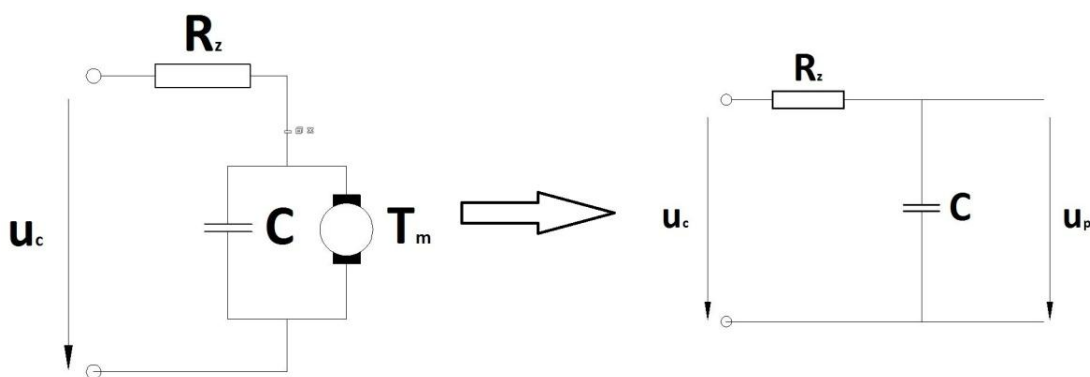
### 1.5.1. Elektrický model

Mezi mnohými publikacemi lze najít celou řadu velmi blízkých náhradních elektrických schémat piezoaktuátoru. Uvedený model čerpá především z [2] a [16]. Jak již bylo uvedeno, setkáváme se u piezokeramiky s hysterezí, kterou lze např. dle [14] či [17] modelovat hysterezním operátorem  $q = H(u_h)$ , kde  $q$  je elektrický náboj procházející piezokeramikou a  $u_h$  napětí na segmentu. V elektrickém schématu je reprezentován blokem H. Dále je z hlediska elektrického modelu významná nenulová kapacita piezokeramiky, modelovaná jako kondenzátor C paralelně připojen k aktuátoru:



Obr.č. 13: Náhradní elektrické schéma piezoelementu

Zajímavý z hlediska provozu piezoaktuátoru vytvořeného v rámci této práce je rovněž fakt, že při napájení reálným napěťovým zesilovačem s nenulovým výstupním odporem, při zanedbání hysterezního operátoru vznikne s parazitní kapacitou piezokeramiky dolní propust 1. řádu:



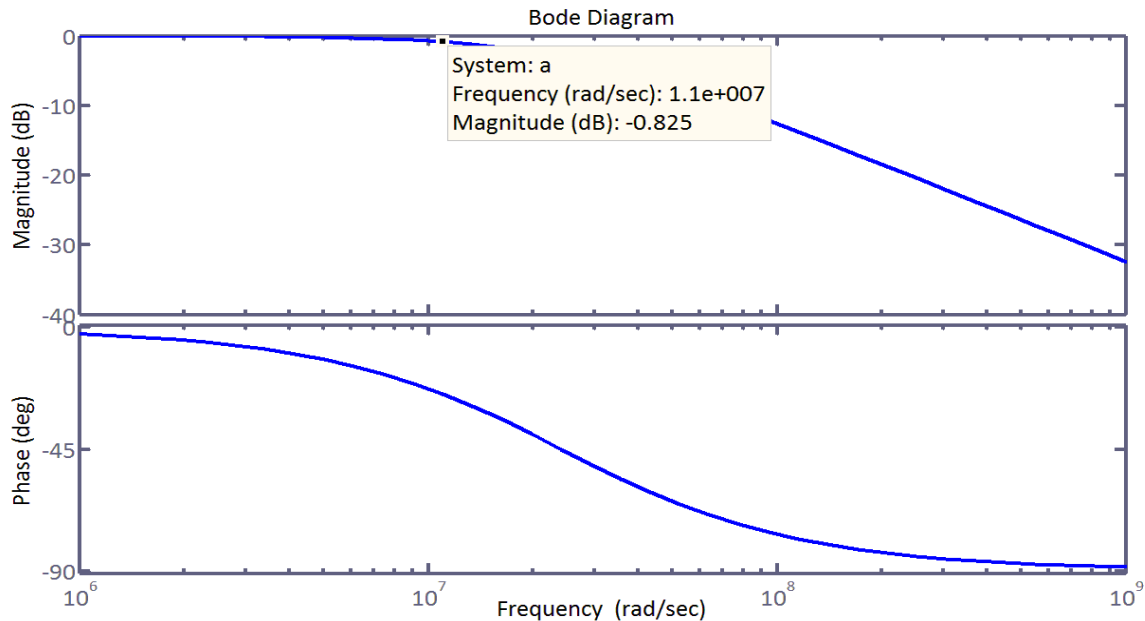
Obr.č. 14: Vznik dolní propusti při napájení piezoelementu

,kde v obr.č.14 je  $u_c$  napájecí napětí a  $u_p$  napětí na piezoelementu. Tento fakt je významný především z hlediska napájení vysokofrekvenčním signálem, který bude v závislosti na velikosti kapacity uvedeného kondenzátoru potlačovat vyšší frekvence. Vzhledem k tomu, že je piezoaktuátor z principu nutně napájet pilovitým signálem<sup>12</sup>, jak již bylo uvedeno v kap.2.4.4, který lze chápat v duchu Fourierovy transformace

<sup>12</sup> Resp. pseudopilovitým, neboť náběžná hrana nemusí být nutně lineární, tento fakt je dále rozpracován



jako superpozici harmonických signálů, budou vyšší harmonické frekvence tohoto signálu potlačovány, což povede k deformaci vstupního signálu a nežádoucí změně provozních podmínek. Z tohoto důvodu byla zkonstruována závislost amplitudy harmonického signálu na frekvenci (Bodeho diagram-obr.č.15)<sup>13</sup>, odkud lze odečíst mezní frekvenci (tj. frekvence, při níž dojde k poklesu amplitudy o 3%)..



Obr.č. 15: Frekvenční závislost amplitudy s vyznačenou mezní frekvencí

Přičemž jsme vycházeli ze standartního přenosu dolní propusti 1. Řádu:

$$F(j\omega) = \frac{1}{j\omega RC + 1} \quad (1.9)$$

Výstupní odpor napěťového zesilovače rovněž způsobuje úbytek napětí, který snižuje napětí na piezoelementu.

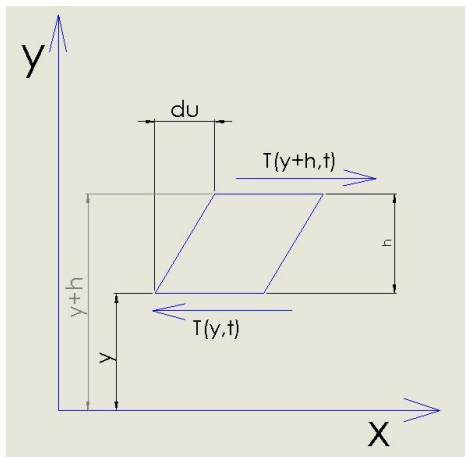
### 1.5.2. Mechanický model

Cílem mechanického modelu piezokeramiky je především analyticky odvodit pohybovou rovnici piezoelementu, na základě tohoto modelu stanovit rezonanční frekvence PZT keramiky o daných rozměrech a v neposlední řadě srovnat model s *rozloženými parametry*, kde je deformace závislá na čase a poloze (vedoucí na parciální diferenciální rovnici 3.řádu) a model se *soustřednými parametry*, kde je deformace závislá pouze na čase (vedoucí na obyčejnou diferenciální rovnici 2.řádu). Při odvozování jsme vycházeli především z [10],[2].

<sup>13</sup> Hodnoty kapacity piezoelementu pochází z katalogu výrobce [22]  $C = 830\text{pF}$   $R_{výst} = 50\Omega$

Uvažujme infintezimálně tenký element (obr.č.16)piezokermaiky o daných materiálových charakteristikách (modul pružnosti ve smyku  $G^{14}$ , hustotě  $\rho$  a dynamické viskozitě  $\eta^{15}$ ). Dále označme geometrické charakteristiky jako plošný obsah průřezu materiálu  $A$  a výšku  $L$ .

Uvolníme-li z piezokeramiky zmíněný element, budou ve styčných plochách působit reakční tečné síly (uvažujeme-li deformaci a napjatost pouze ve stříhu).



Obr.č. 16: Uvolněný elementární prvek piezokeramiky

Vyjdeme-li z 2. Newtonova pohybového zákona pak suma všech působících sil je rovna změně hybnosti, přičemž  $v = \frac{du}{dt}$

$$\sum_{i=1}^n F = \frac{dp}{dt} = m \frac{dv}{dt} = m \frac{d^2u}{dt^2} = \rho Ah \frac{d^2u}{dt^2} \quad (1.10)$$

Dosadíme-li za pravou stranu rovnice, dostáváme:

$$T(y + h, t) - T(y, t) = \rho Ah \frac{\partial^2 u(y, t)}{\partial t^2} \quad (1.11)$$

Dělíme-li tuto rovnici výškou  $h$  a přejdeme limitně pro  $h \rightarrow 0$ , dostaneme:

$$\lim_{h \rightarrow 0} \frac{T(y + h, t) - T(y, t)}{h} = \frac{\partial T(y, t)}{\partial y} = \rho A \frac{\partial^2 u(y, t)}{\partial t^2} \quad (1.12)$$

Smykové napětí a deformaci získáme z geometrických vztahů:

$$\tau(y, t) = \frac{T(y, t)}{A}, \quad \gamma(y, t) = \frac{\partial u(y, t)}{\partial y} + \frac{\partial v(y, t)}{\partial x} \quad (1.13), (1.14)$$

<sup>14</sup> Resp. elastický modul při stříhové deformaci jako převrácená hodnota elastické poddajnosti  $s^T$

<sup>15</sup> Z hlediska vysokých pracovních kmitočtů a tedy i velkých vzájemných rychlostí jednotlivých zrn je nutné uvažovat nenulové vzájemné tření, které je zde podobně jako u Newtonovské kapaliny charakterizováno dynamickou viskozitou  $\eta$

Vydeme-li pak z konstitučních vztahů Kelvin-Voigtova modelu dle [2],

$$\tau(y, t) = G\gamma(y, t) + \eta \frac{\partial \varepsilon(y, t)}{\partial t} \quad (1.15)$$

Dosadíme-li z (1.13) a (1.14) do (1.15) dostáváme:

$$T(y, t) = GA \frac{\partial u(y, t)}{\partial y} + \eta A \frac{\partial^2 u(y, t)}{\partial y \partial t} \quad (1.16)$$

Dále dosadíme za  $T(y, t)$  z (1.12) a derivujeme, dostaneme rovnici:

$$G \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \eta \frac{\partial^3 u}{\partial y^2 \partial t} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (1.17)$$

Což je až na „viskózní“ člen<sup>16</sup>  $\eta \frac{\partial^3 u}{\partial y^2 \partial t}$  klasická vlnová rovnice pro šíření vln v příčném směru dle [10].

Označíme-li následně:

hmotnost:

$$m = \rho AL \quad (1.18)$$

tuhost:

$$k = \frac{EA}{L} \quad (1.19)$$

tlumení:

$$c = \frac{\eta A}{L} \quad (1.20)$$

a dosadíme do (2.5.1.7), získáme výslednou pohybovou rovnici piezoelementu:

$$kL \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + cL \frac{\partial^3 u}{\partial y^2 \partial t} = \frac{m}{L} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (1.21)$$

### 1.5.3. Stanovení rezonančních frekvencí

Stanovení rezonančních frekvencí má z hlediska provozu piezoaktuátoru zásadní význam, neboť z předchozích zkušeností s provozem aktuátorů typu impact i slip-stick na ÚFI FSI plyne, že při provozu v jejich blízkosti sice dochází k maximální výkonnosti motoru, ale také k značné nestabilitě jejich provozu a při jejich překročení poté k zásadní změně rychlosti pohybu směrem dolů (aktuátor prakticky nepracuje). Lze to ilustrovat grafem na obr.č.17 [3].

Piezokeramiku lze z mechanického hlediska modelovat dle [13] jako jednoduchý systém pružiny, tlumiče a hmotnosti, tedy jako obyčejnou diferenciální rovnici 2. řádu ve tvaru:

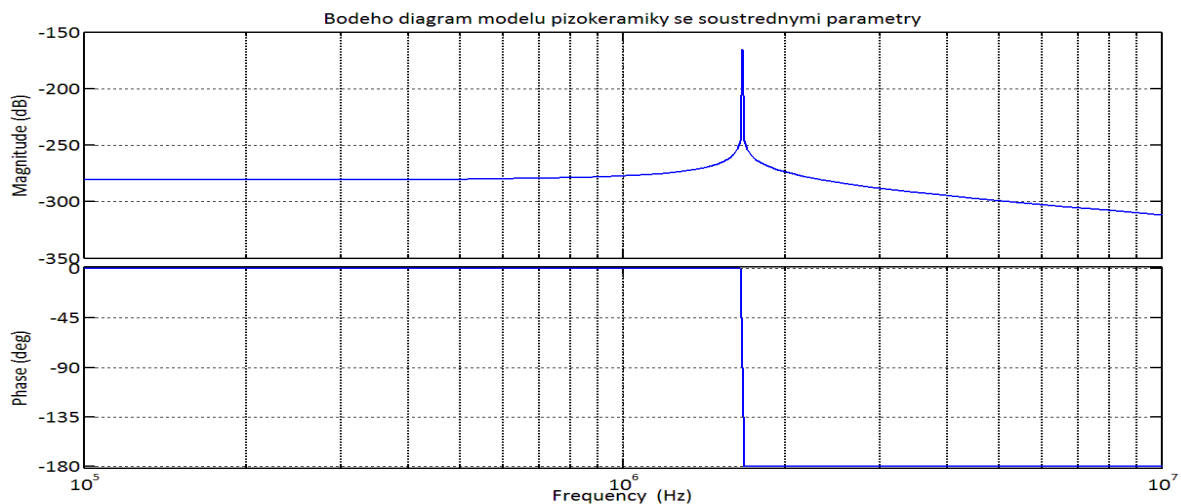
<sup>16</sup> Opodstatnění pro použití viskózního modelu lze najít ve [2]

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = y \quad (1.22)$$

,kde konstanty  $k, c, m$  mají význam shodný s předchozí kapitolou,  $y$  je vnější budící signál. Nicméně tento model není zcela ve shodě s realitou, neboť po Laplaceově transformaci a sestavení přenosu:

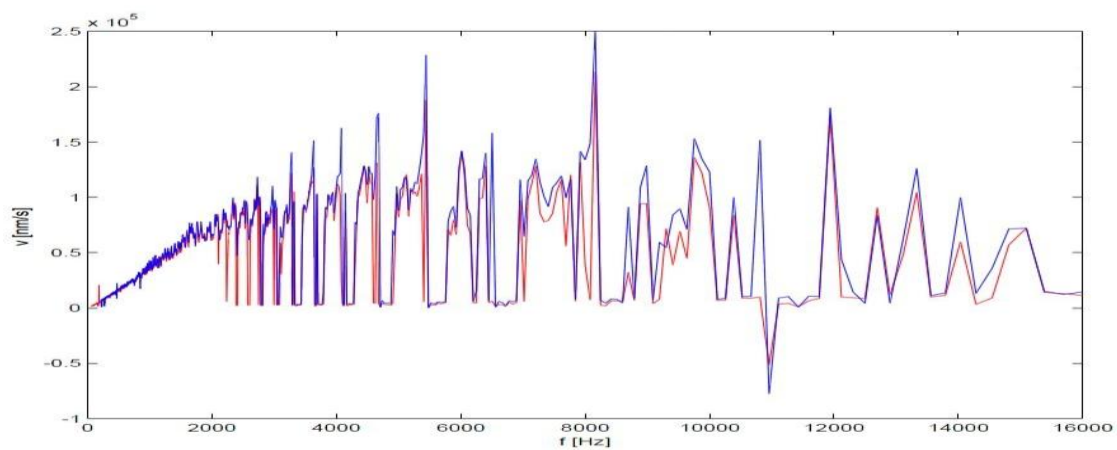
$$X(s) \left( s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m} \right) = Y(s) \Rightarrow \frac{X(s)}{Y(s)} = \frac{1}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m}} \quad (1.23)$$

Obdržíme v amplitudově-frekvenční oblasti Bodeho diagram s jediným vrcholem pro rezonanční frekvenci<sup>17</sup>(obr.č.17):



**Obr.č. 17: Frekvenční závislost amplitudy modelu se soustřednými parametry**

Při experimentech s piezoaktuátory se ovšem setkáváme s celou řadou rezonančních frekvencí, jako např. v [3] (obr.č.18).



**Obr.č. 18: Výskyt rezonančních frekvencí, převzato z [3]**

<sup>17</sup> Digram byl řešen pro hodnoty uvedené v katalogu výrobce pro keramiku NCA51 [22]

Tuto diskrepanci lze vysvětlit tak, že model se soustřednými parametry neuvažuje závislost deformačního posuvu na poloze v piezoelementu.

Používáme-li model s rozloženými parametry, lze stanovení rezonančních frekvencí piezokeramiky převést na matematický problém hledání vlastních čísel, resp. vlastních frekvencí materiálu.

V nejobecnějším případě můžeme tento problém řešit numericky pomocí MKP (modální analýza), kdy se spojitý model převede na dostatečně jemnou síť konečných prvků s definovanými vlastnostmi (tuhost, hmotnost, tlumení), přičemž numerické řešení pro rostoucí počet prvků konverguje k řešení analytickému, přičemž s rostoucím počtem prvků roste i počet vlastních čísel, resp. vlastních frekvencí a tvarů. Viz např. [10]

V jednodušších případech při zavedení jistých předpokladů lze ovšem problém řešit analyticky. A tento přístup bude v této práci použit ke stanovení rezonanční frekvence. K tomuto účelu byla v předchozí kapitole odvozena pohybová rovnice (1.21). Rovnici budeme řešit *Fourierovou metodou* (metoda separace proměnných, metoda vlastních funkcí), popsanou např. v [11],[2],[12]. Uvažujeme-li piezoelement *pevně*<sup>18</sup> upevněný na dolním okraji a volný na druhém, dostáváme následující okrajový problém:

$$kL \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + cL \frac{\partial^3 u}{\partial y^2 \partial t} = \frac{m}{L} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad u(0, t) = 0 \quad T(L, t) = 0 \quad (1.24)$$

Řešení budeme předpokládat jako nekonečný součet vlastních funkcí:

$$v(y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} v_i(y, t) \quad (1.25)$$

A dále pak jako předpokládáme  $i$ -tou vlastní funkci jako součin dvou funkcí závislých pouze na čase  $t$  resp. na poloze  $y$

$$v_i(y, t) = Y_i(y)T_i(t) \quad (1.26)$$

Dosazením do našeho okrajového problému dostáváme<sup>19</sup>:

$$kL \frac{\partial^2 Y(y)T(t)}{\partial y^2} + cL \frac{\partial^3 Y(y)T(t)}{\partial y^2 \partial t} = \frac{m}{L} \frac{\partial^2 Y(y)T(t)}{\partial t^2} \quad (1.27)$$

$$kLY''(y)T(t) + cLY''(y)\dot{T}(t) = \frac{m}{L}Y(y)\ddot{T}(t) \quad (1.28)$$

Kde  $Y'$  a  $\dot{T}$  jsou derivace podle  $y$  resp. podle  $t$ . Úpravou dostaneme:

<sup>18</sup> Předpokládáme, že jediným prvkem o konečné tuhosti v uvažované soustavě je piezoelement, tento předpoklad je dále problematizován ve zhodnocení experimentů s piezoaktuátorem.

<sup>19</sup> Pro větší přehlednost vzorců neuvádíme index  $i$

$$\frac{Y_i''(y)}{Y_i(y)} = \frac{\ddot{T}_i(t)}{L^2 \frac{c}{m} \dot{T}_i(t) + L^2 \frac{c}{m} T_i(t)} \quad (1.29)$$

Vzhledem k tomu, že předchozí rovnost je splněna jen tehdy je-li pravá resp. levá strana rovna konstantě (označme ji  $-\mu_i^2$ ), můžeme psát:

$$Y_i'' + \mu_i^2 Y_i = 0 \quad (1.30)$$

$$\ddot{T}_i + L^2 \mu_i^2 \frac{c}{m} \dot{T}_i + L^2 \mu_i^2 \frac{k}{m} T_i = 0 \quad (1.31)$$

Problém (2.5.2.3) se tedy redukuje na řešení dvou obyčejných diferenciálních rovnic. Uvažujeme-li řešení pro  $Y_i$  ve tvaru:

$$Y_i(z) = A_i \cos(\mu_i z) + B_i \sin(\mu_i z) \quad (1.32)$$

Po dosazení do okrajových podmínek získáme řešení pro  $Y_i(z)$ :

$$\mu_i = \frac{i\pi}{2L} \quad Y_i(z) = B_i \sin\left(\frac{i\pi}{2L} z\right) \quad \text{pro } i = 1, 3, 5, 7, \dots \quad (1.33), (1.34)$$

Rovnici (1.31) převedeme na obecný tvar rovnice lineárního časově nezávislého systému:

$$\ddot{T}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{T}_i + \omega_i^2 \frac{k}{m} T_i = 0 \quad (1.35)$$

,kde  $\xi_i$  a  $\omega_i$  relativní tlumení resp. vlastní frekvence. Srovnáním s (1.28) dostaneme vztah pro  $\xi_i$  a  $\omega_i$ :

$$\omega_i^2 = L^2 \left(\frac{i\pi}{2L}\right)^2 \frac{c}{m} \Rightarrow \omega_i = \frac{i\pi}{2} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.36)$$

$$2\xi_i \omega_i = L^2 \mu_i^2 \frac{c}{m} \Rightarrow 2\xi_i \frac{i\pi}{2} \sqrt{\frac{k}{m}} = L^2 \left(\frac{i\pi}{2L}\right)^2 \frac{c}{m} \Rightarrow \xi_i = \frac{i\pi}{2} \frac{c}{\sqrt{km}} \quad (1.37)$$

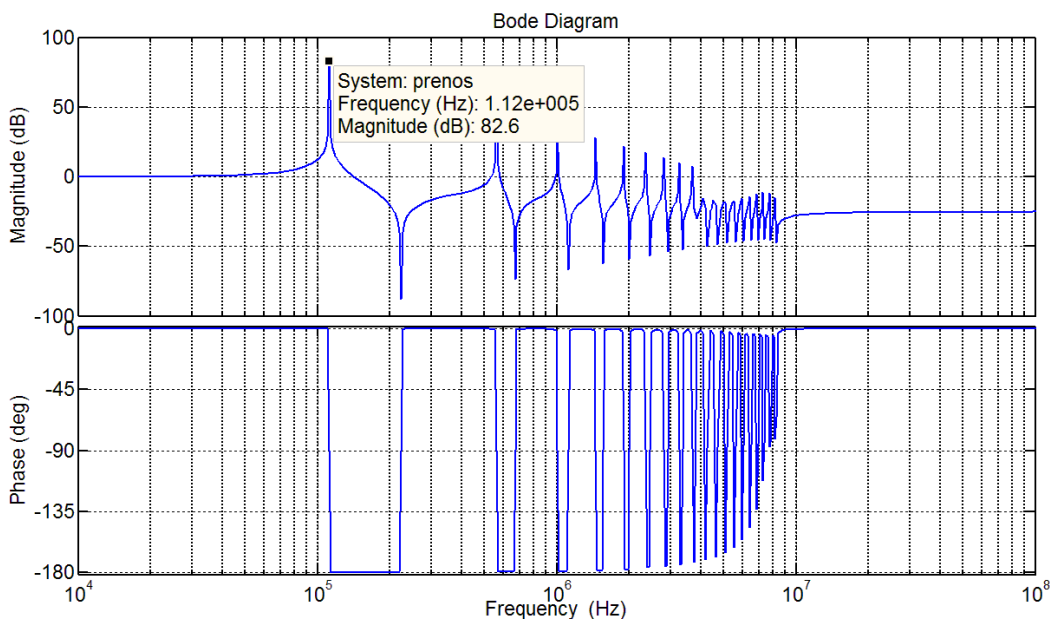
Kořeny charakteristické rovnice můžeme psát následovně

$$\lambda_{1,2} = \xi_i \omega_i \pm \omega_i \sqrt{\xi_i^2 - 1} \quad (1.38)$$

Kde pro  $\xi_i^2 < 1$  je výraz  $\omega_i \sqrt{\xi_i^2 - 1}$  roven tlumené rezonační frekvenci, tedy frekvenci, kterou můžeme skutečně pozorovat. Stanovíme-li z rovnice (1.35) přenos systému  $M(s)$  za pomoci pólů a nul jako

nekonečný součin všech vlastních funkcí<sup>20</sup>, můžeme v amplitudově frekvenční oblasti stanovit Bodeho diagram<sup>21</sup>(obr.č.19):

$$M(s) = \frac{\prod_{i=1}^{\infty} \frac{m}{L^2 \mu_i^2} s^2 + cs + k}{\prod_{i=1}^{\infty} \frac{m}{L^2 \mu_{2i-1}^2} s^2 + cs + k} \quad (1.39)$$



Obr.č. 19: Frekvenční závislost amplitudy, k stanovení rezonančních frekvencí

Přestože přenosová funkce ve výpočetním softwaru je zadána pouze jako podíl konečných polynomů, lze z příslušného diagramu jasně vyčíst (na rozdíl od diagramu modelu se soustřednými parametry) celou řadu rezonančních frekvencí, s kterými se lze při provozu piezoaktuátoru setkat. Významnou pro nás bude hodnota první rezonanční frekvence o hodnotě **112kHz**.

## 2. Modelování a simulace piezoaktuátoru typu impact-drive

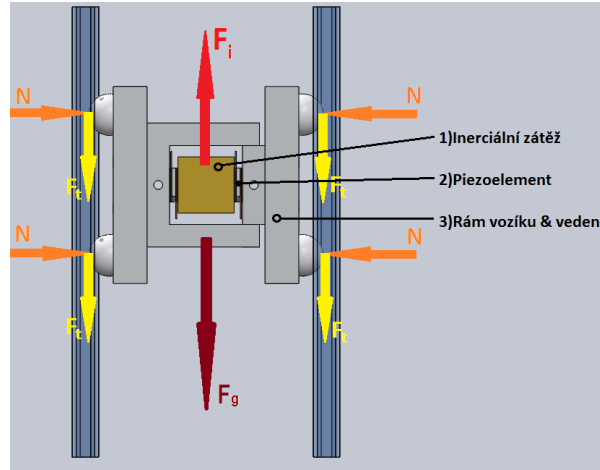
Cílem této kapitole je výpočetně modelovat chování pohybu piezoaktuátoru popř. na základě simulace stanovit jeho parametry, parametry budícího signálu, a délku kroku. Dále bude v rámci hledání provozního optima harmonicky analyzován vstupní signál k nalezení významných harmonických složek, které se blíží výpočetní rezonanční frekvenci piezoelementu.

<sup>20</sup> Přenosová funkce s bodeho diagramem byla vygenerována ve výpočetním softwaru MATLAB za použití funkce tf (transfer function), příkazu conv (konvoluce vektorů polynomu) a funkce bode.

<sup>21</sup> Diagram byl řešen pro hodnoty piezokeramiky NCA51  $G = c_{32} = 4 \cdot 10^{11} [N/m^2]$ ,  $\eta = 0.2 [Pa \cdot s]$ , a  $\rho = 7750 kg \cdot m^3$

## 2.1. Odvození pohybové rovnice

K odvození pohybové rovnice použijeme zjednodušený model aktuátoru s vyznačenými působícími silami na obr.č.20.



Obr.č. 20: Model piezoaktuátoru k odvození pohybové rovnice

Z obrázku je zřejmé, že kolmo k pohybu vozíku působí normálové síly na keramické vedení, přičemž užití Coulombovského modelu tření<sup>22</sup>, bude velikost tečně působící třecí síle přímo úměrná síle normálové.

Bude-li zachována sousost vodících<sup>23</sup> kuliček je zřejmé, že působící síly nevyvolají žádný moment (nevzniká žádný rotační účinek).

Inerciální zátěž se pohybuje v relativním prostoru nezávisle na pohybu zbytku vozíku, v závislosti na změně napětí na elektrodách piezoelementu. Pohybuje-li se zátěž zrychleně vzhledem k vozíku, musí na ní podle 2. Newtonova pohybového zákona působit síla úměrná změně její hybnosti:

$$F_i = \frac{dp_2}{dt} = \frac{dm_2 v_2}{dt} = m_2 \frac{dv_2(t)}{dt} = m_2 a_2(t) \quad (2.1)$$

Kde  $a_2(t)$  je relativní zrychlení zátěže vzhledem k vozíku, přičemž toto zrychlení lze stanovit z relativní polohy  $x_2(t)$ , která je úměrná budícímu napětí<sup>24</sup>  $u(t)$ :

$$a_2(t) = \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} \quad (2.2)$$

Působí-li ovšem vozík silou na zátěž bude podle principu akce a reakce působit síla opačného směru na vozík. Přejdeme-li nyní do vztažné soustavy vozíku, můžeme z působících sil ( $F_i$ ,  $F_g$ ,  $F_t$ ) sestavit

<sup>22</sup> Použití klasického modelu je diskutováno v experimentálních závěrech

<sup>23</sup> Vliv sousosti vodících kuliček je diskutován v hodnocení experimentů s piezoaktuátorem

<sup>24</sup> Problém elektromechanického převodu mezi napětím a deformací je podrobněji diskutován v kapitole 1.3.1, kde je zmíněna hystereze, kterou pro účely simulace zanedbáváme.



pohybovou rovnici, přičemž součet všech působících sil je roven opět změně hybnosti, tentokrát ovšem celého aktuátoru, proto uvažujeme hmotnost rámu i zátěže  $m_1 + m_2$ :

$$F_i - F_t - F_g = (m_1 + m_2) \frac{dv_1}{dt} \quad (2.3)$$

Přičemž prostým dosazením z (2.5.1) do (2.5.3) získáme:

$$m_2 a_2(t) - F_t(v) - (m_1 + m_2)g = (m_1 + m_2) \frac{dv_1}{dt} \quad (2.4)$$

Odkud po úpravě dostaneme:

$$\frac{m_2 a_2(t)}{(m_1 + m_2)} - \frac{F_t(v)}{(m_1 + m_2)} - g = \frac{dv_1}{dt} = \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} \quad (2.5)$$

Kde výraz  $x_1(t)$  je poloha vozíku jako funkce času, neboť platí:

$$v_1 = \frac{dx}{dt} \quad (2.6)$$

Jedná se o nelineární diferenciální rovnici prvního resp. druhého řádu, přičemž nelinearita vzniká jako důsledek suchého tření ve styčných plochách lineární vazby. Užijeme-li ve shodě s [25] Karnoppova modelu tření, který je v mnoha ohledech klasickému modelu tření podobný, můžeme psát:

$$F_t = \begin{cases} F_d * \text{sign}(v_1) & \text{pro } |v_1(t)| > \lim v \\ \max(F_e, F_s * \text{sign}(F_e)) & \text{pro } |v_1(t)| < \lim v \end{cases} \quad (2.7)$$

Kde  $\lim v$  je mezní rychlost přechodu od dynamického k statickému tření. Z uvedeného výrazu plyne, že dynamické tření je orientováno proti směru pohybu a statické tření je orientováno proti působící síle, přičemž roste s působící silou až do jisté mezní hodnoty  $F_s$ , kdy těleso přechází do „slip“ fáze.

Formálně lze zapsat rovnici (2.5.5) jako soustavu dvou diferenciálních rovnic prvního řádu:

$$\frac{dv_1}{dt} = f(a_1(t), t), \quad \frac{dx}{dt} = f(v_1(t), t) \quad (2.8)$$

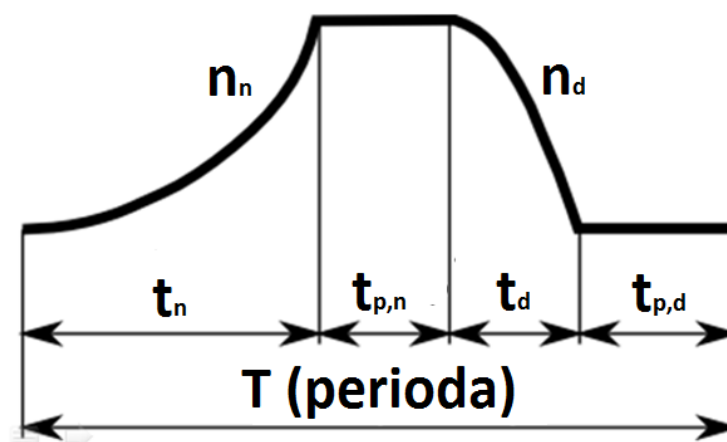
Pomocí maticového vyjádření lze zapsat rovněž takto:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_1 \\ \dot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m_2}{(m_1 + m_2)} - \frac{F_t(v)}{(m_1 + m_2)} - g & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_2 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Takto formálně upravený výraz implementujeme přímo do výpočetního softwaru MATLAB.

## 2.2. Modelování vstupního signálu

V souladu s předchozí zkušeností s provozem piezomotorů na ÚFI FSI [19] a s principem popsaným v části 1.4.4, je signál modelován jako časová superpozice několika nezávislých částí (obr.č. 21)



Obr.č. 21: Model budícího signal, převzato z [18], upraveno

- 1) Náběžná hrana, modelovaná jako mocninná funkce času  $u = kt^n$ , charakterizovaná dobou náběhu  $t_n$  a mocninou náběžné hrany  $n_n$ .
- 2) Relaxační perioda v horní úvrati,  $u = u_{max}$ , charakterizovaná dobou svého trvání  $t_{p,n}$
- 3) Sestupná hrana, kde je v optimálním případě dosahováno maximálního poměru  $\frac{\Delta u}{\Delta t}$  (doba přeběhu-slew rate)<sup>25</sup>, charakterizovaná dobou sestupu  $t_d$  a mocninou sestupné hrany  $n_d$ .
- 4) Pauza v dolní úvrati,  $u = 0$ , opět charakterizovaná dobou  $t_{p,d}$

## 2.3. Výpočtová implementace v MATLABu

Cílem simulace je stanovit optimální parametry budícího pulzu piezoaktuátoru. Numerickými experimenty se pokusíme odhadnout optimální dobu jednotlivých period signálu a mocninu náběžné hrany. Zpětně lze upravit parametry simulace (koeficienty statického a dynamického tření, tvar sestupné hrany apod.) z experimentů a zlepšit tak schopnost odhadnout chování piezoaktuátoru ještě před jeho konstrukcí.

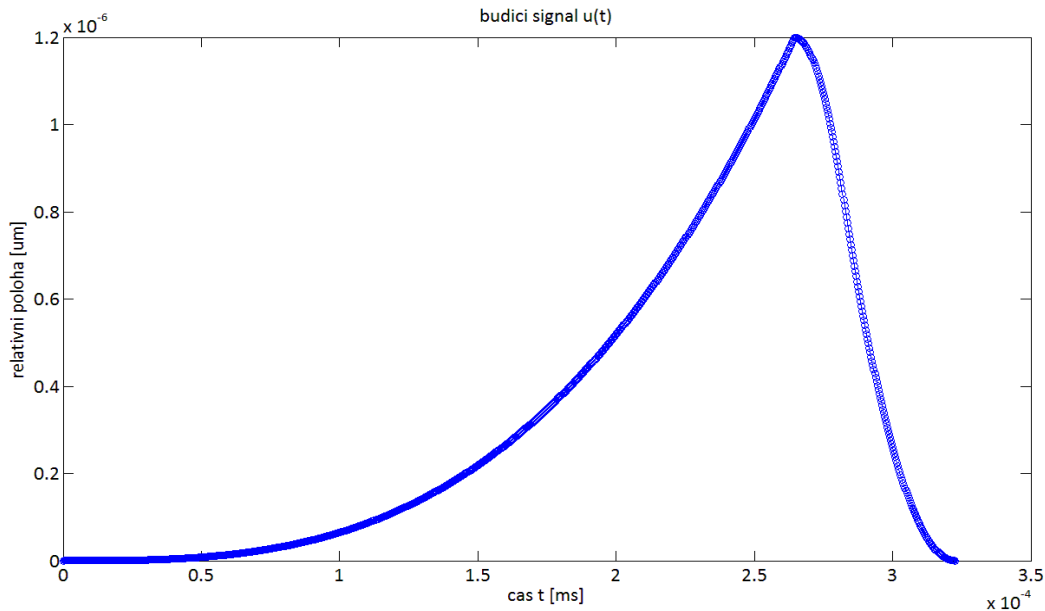
### 2.3.1. Generátor signálu

Díky rozsáhlým experimentům provedeným na Ústavu fyzikálního inženýrství v předchozích letech viz.[18][3][4], plyne, že pauza v horní úvrati je z hlediska provozu *nadbytečná*. V oblasti sestupné hrany je cílem dosáhnout maximálního sestupného poměru (doba přeběhu-slew rate)<sup>26</sup>. Pro účely simulace je však nutné sestupný signál modelovat tak, aby do jisté míry opisoval jevy probíhající

<sup>25</sup> Otázka sestupné hrany a slew rate je hlouběji problematizována v 5.kapitole

<sup>26</sup> Tento předpoklad je rovněž experimentálně ověřován v 5. kapitole

v zesilovacích členech<sup>27</sup> (přechodné jevy při vybíjení kondenzátorů), proto abychom dosáhli větší shody s realitou, bude signál modelován jako exponenciální funkce resp. jeho patřičná aproximace Taylorovým rozvojem. Doba označená na obr.č.21  $t_{p,d}$  má charakter relaxační periody, která slouží k odeznění přechodných mechanických dějů (tlumené oscilace způsobené konečnou tuhostí elementu<sup>28</sup>).



Obr.č. 22: Průběh budícího napětí z generátoru signálu

K tomuto účelu byl v MATLABu vytvořena funkce generující ze zadané frekvence, exponentu a střídy relaxační periody<sup>29</sup> výsledný signál, který může dále vstupovat do simulace. Do funkce byl rovněž implementován algoritmus pro analytickou dvojí derivaci signálu, která je ve srovnání s numerickou derivací pro zadaný vstupní signál stabilnější<sup>30</sup>. Druhá derivace signálu  $a_2(t) = \frac{d^2x_2(t)}{dt^2}$  jako výstup z výše zmíněné funkce je potom vstupním signálem do simulace, jak je popsáno v rovnici (2.5)

Vstupní signál je pak popsán následovně:

$$\begin{aligned} u &= k_1 t^n & \text{pro } t < t_n \\ u &= -k_2 t^2 + A & \text{pro } t_n < t < s_1 t_d \\ u &= -k_3 t^2 - k_4 t - k_5 & \text{pro } s_1 t_d < t < t_d \\ u &= 0 & \text{pro } t < T \end{aligned} \quad (2.10)$$

,kde  $k_{1-5}$  jsou koeficienty, které lze stanovit z periody T resp. frekvence signálu, amplitudy A, poměru délek kvadrátů sestupné hrany  $s_1$  a střídy relaxační periody p:

$$t_d = T * p \quad \text{kde } 0 < p < 1 \quad 2.11$$

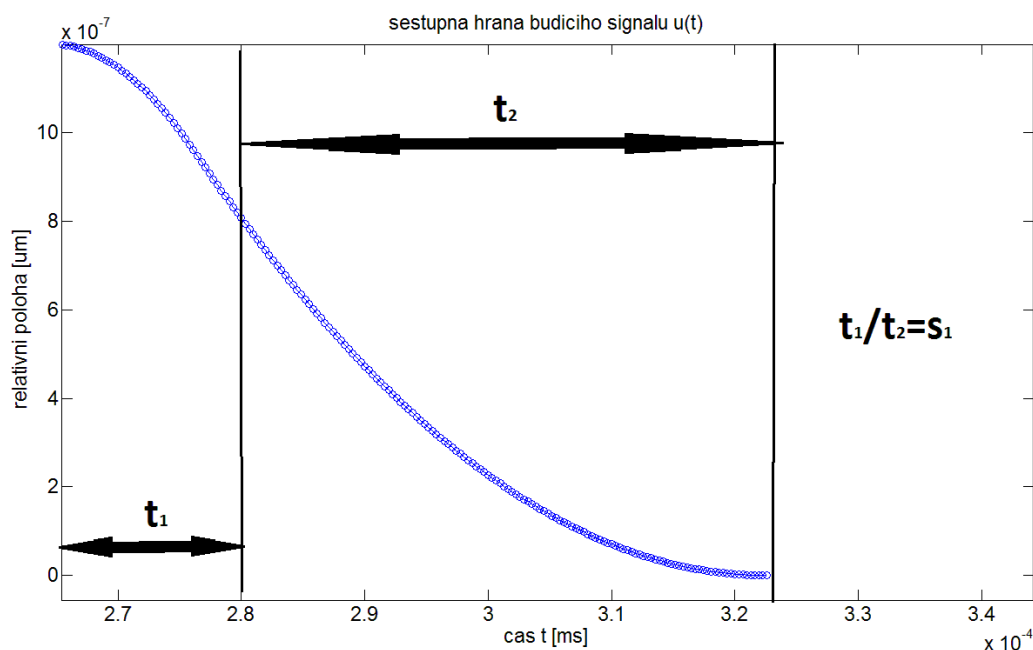
<sup>27</sup> Měřicí soustava s vysokonapětovým zesilovačem je podrobněji popsána kapitole

<sup>28</sup> Podrobnější popis mechanických oscilací piezoaktuátoru je popsán v kapitole 2.5.3 nebo v [2],[18]

<sup>29</sup> Velikost pauzy je udávána jako podíl (resp. procento) z celkové délky resp. periody signálu

<sup>30</sup> V případě numerické simulace se v oblastech nespojitostí vyskytují nerealistické hodnoty rychlosti i zrychlení.

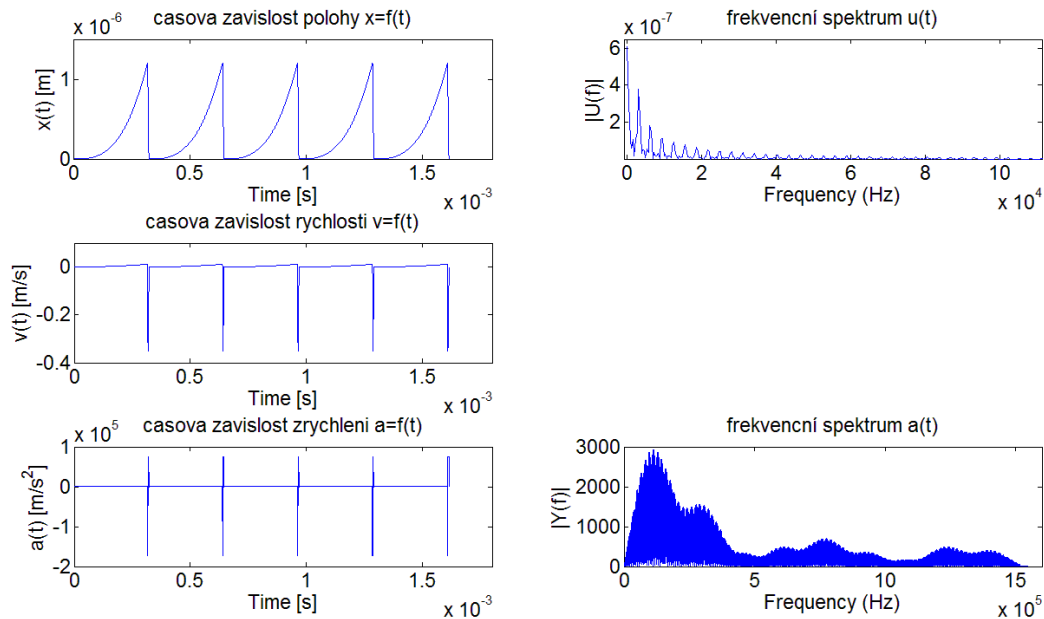
Zvláštní pozornost věnujeme ještě modelování sestupné hrany, která zásadně ovlivňuje kvalitu elektromechanické přeměny. Jak bylo uvedeno výše je tvořena dvojicí polynomů aproximujících přechodné děje v zesilovacích členech popř. v samotném piezoelementu, přičemž jejich vzájemný poměr je udáván parametrem  $s_1$ . Takový puls vytváří po dvojí derivaci dva zrychlující pulsy opačného směru, jak je patrné z obr.č.24. Makroskopickým projevem této skutečnosti je zpětný ráz piezoaktuátoru, se kterým se při experimentech lze setkat. Model výše uvedeného tvaru sestupné hrany je experimentálně ověřován v části.4.7.



Obr.č. 23: Tvar sestupné hrany budícího signálu

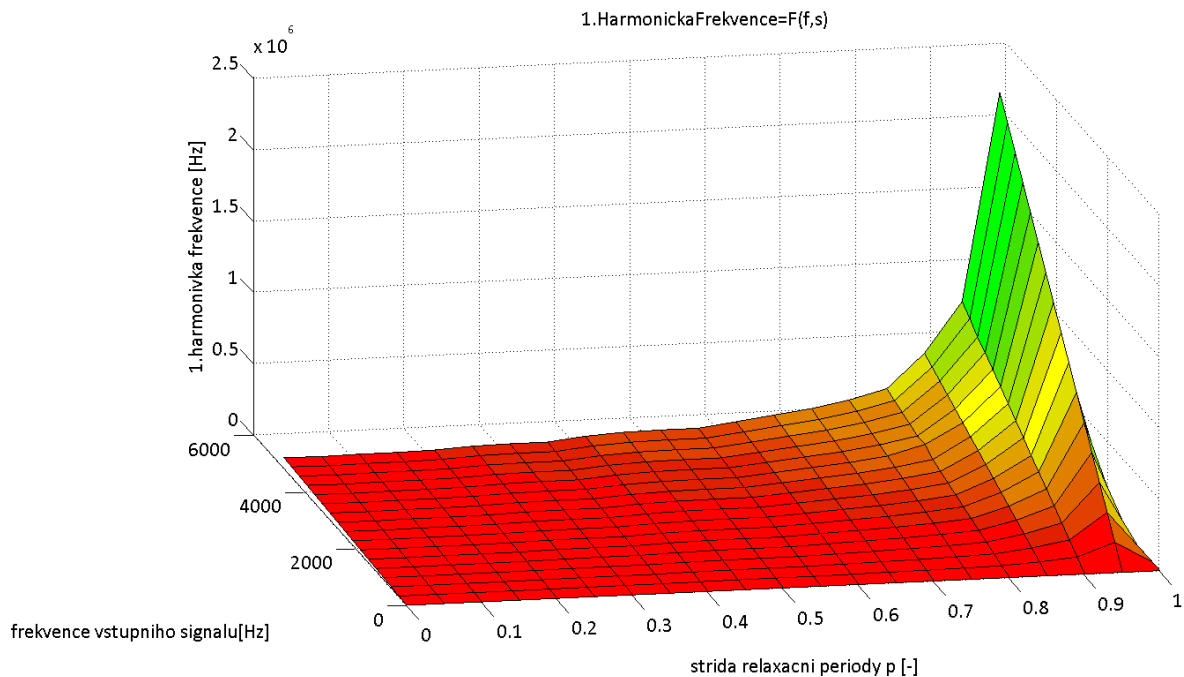
Funkce rovněž obsahuje kód pro výpočet a vizualizaci frekvenčně-amplitudového spektra vstupního signálu  $u$  (napětí) a výstupního signálu  $a$  (zrychlení) za pomoci diskrétní Fourierovy transformace<sup>31</sup>, která pro dostatečně hustý vektor signálu konverguje k spojitě F-transformaci. Cílem této transformace je stanovit první harmonickou frekvenci pulsu, která má největší vliv na rezonanci piezoelementu.

<sup>31</sup> V programu byla využita vestavěná funkce fft (Fast Fourier Transformation)



Obr.č. 24: Budící napěťový signál s příslušnými derivacemi a frekvenčním spektrem

Výsledný budící puls  $a_2(t) = \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2}$ , byl pro různou velikost relaxační periody signálu harmonicky analyzován k vytvoření dvourozměrné závislosti mezi frekvencí budícího pulsu, jedním ze zmíněných parametrů a 1. harmonickou frekvencí signálu. Získané hodnoty 1. Harmonických frekvencí budou rovněž sloužit jako faktor při hledání optimální frekvence signálu, neboť jak bylo uvedeno v kap. 1.5.3, v blízkosti rezonanční frekvence předpokládáme maximální výkonnost aktuátoru.

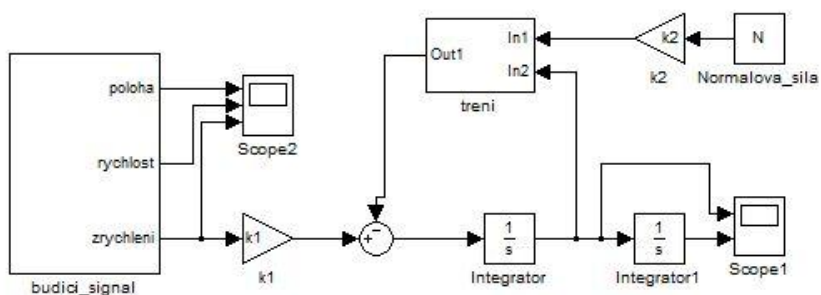


Obr.č. 25: Závislost 1. harmonické budícího signálu na jeho frekvenci a střídě relaxační periody

Z grafu na obr.č.25 lze odečíst 1. Harmonické pro 2. parametry signálu: střidu relaxační periody a frekvenci budícího pulzu.

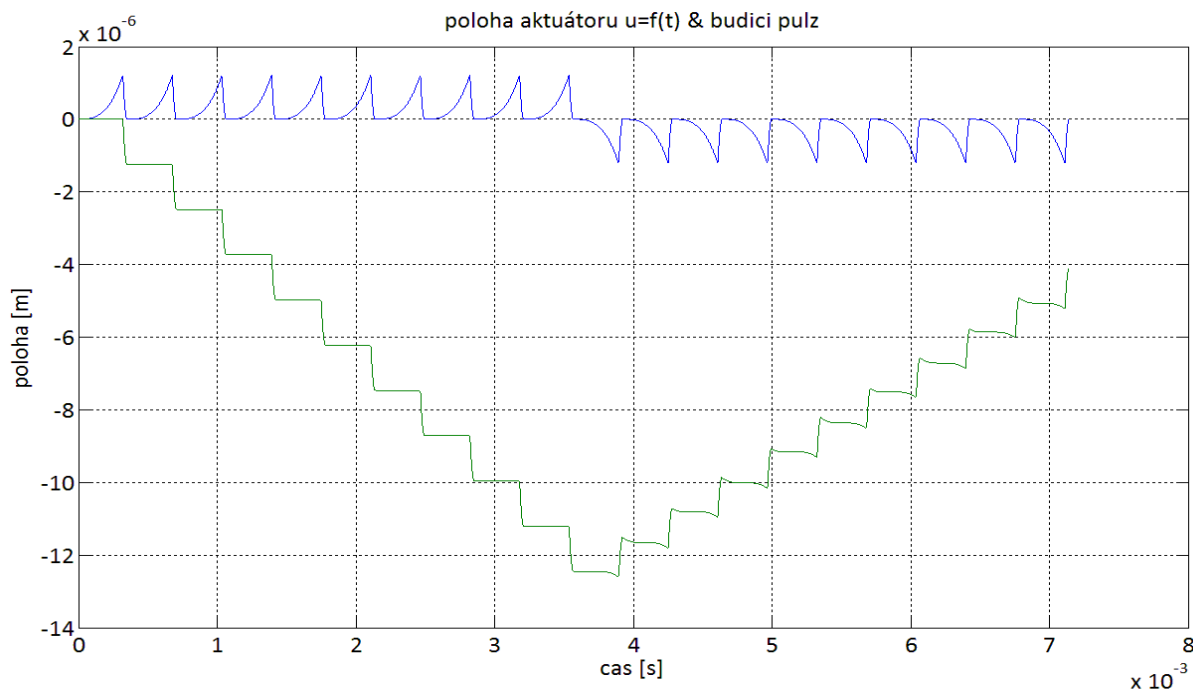
## 2.4.Implementace v prostředí Simulink

Matematický model uvedený v kap. 3.1 byl rovněž implementován do simulačního prostředí Simulink, kde lze lépe vizualizovat časový průběh polohy piezoaktuátoru a tedy tvar a délku odezvy na budící puls a v neposlední řadě lze pozorovat i rozdíl mezi stoupáním a klesáním vozíku. Implementace spočívá ve vytvoření několika funkčních bloků provádějících elementární výpočetní operace, přičemž funkční bloky v podstatě reprezentují jednotlivé členy rovnice 2.5.5. Zjednodušené blokové schéma je uvedeno v obr.

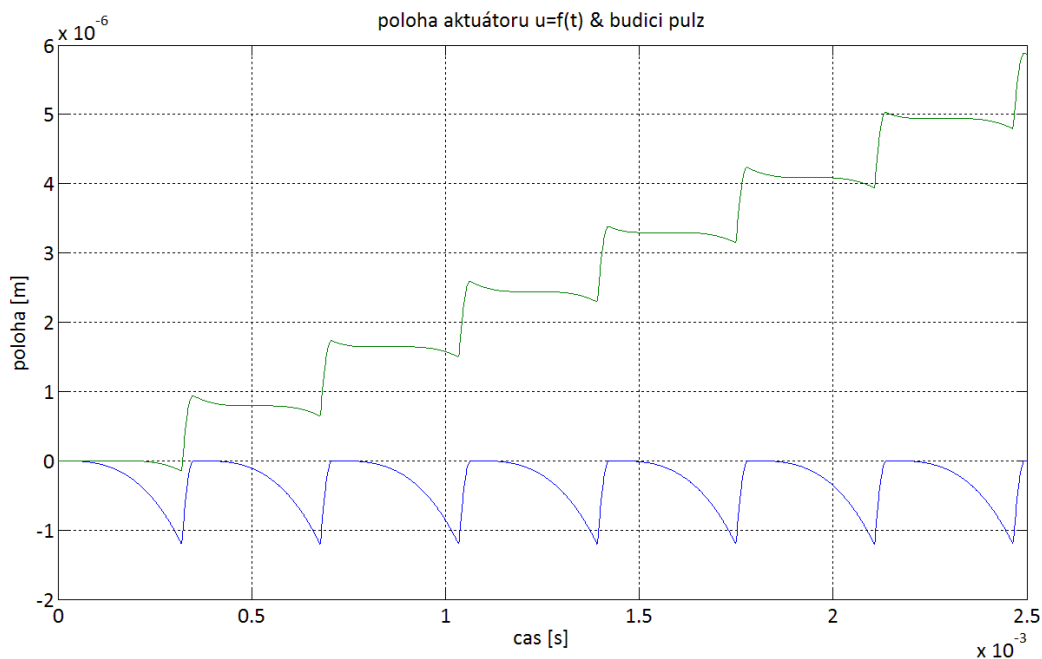


Obr.č. 26: Rámcové schéma modelu v prostředí Simulink

Získané závislosti budou sloužit k porovnání s experimentálně získanými daty. Dále lze ze získaných dat přesněji stanovit některé parametry simulace (koeficienty tření, tvar sestupné hrany apod.)



Obr.č. 27: Poloha aktuátoru  $u=f(t)$  jako odpověď na budící pulz



Obr.č. 28: Detail polohy aktuátoru s vyobrazením budícího pulzu

### 3. Návrh piezoaktuátoru typu impact-drive

V této kapitole se pokusíme shrnout požadavky, na piezoaktuátor, konfrontovat je s numerickými experimenty s předchozí kapitoly a vytvořit funkční model piezoaktuátoru.

#### 3.1. Formulace požadavků na UHV lineární motor

Z fakt uvedených v předchozích kapitolách lze lépe zformulovat požadavky na UHV manipulátor následovně:

- 1) Aktuátor bude pracovat ve svislém směru, proto je třeba ve styčných plochách zajistit předpětí, které manipulátor udrží ve vodících drážkách
- 2) Piezoelementy je nutné, vzhledem k vysokému napájecímu napětí ( $\pm 300V$ ) je nutné obě elektrody piezo-segmentu galvanicky oddělit od těla posuvu.
- 3) Styčné plochy musí být dle závěrů části 1.3 z různých materiálů, žádoucí je povrch dostatečně hladký a velmi tvrdý, aby nedocházelo k poškozování vodící drážky (sklo, keramika),
- 4) Sestavu je nutné opatřit odražeči a zrcadly, aby bylo možné trasovat paprsek laseru měřícího interferometru

### 3.2.Přehled technických rozporů

Následující text shrnuje technické rozpory, k nimž dochází při konstrukci piezoaktuátorů, nastiňuje možnost jejich řešení a především slouží jako výchozí bod k *formulování optimalizačních kritérií*. Samotná optimalizace spočívá v hledání takových pracovních bodů (resp. takové konfigurace parametrů) při níž dosahuje vozík požadovaných funkčních vlastností.

U piezoaktuátoru typu impact-drive se lze setkat s celou řadou parametrů, jež jsou vzájemně závislé a změnou jednoho v domnění, že vede k lepším výsledkům, dojde k zhoršení jiných závislých parametrů a celkovému zhoršení provozních vlastností. V následujících bodech uvádíme několik rozporných parametrů, které jsou významné pro provoz lineárního piezomotoru typu impact:

**1)** Z principu funkce motoru je nutné, aby v kontaktních plochách vedení působila, alespoň minimální **normálová síla**  $N$ , která díky tření zajistí stabilitu vozíku. S rostoucí zátěží aktuátoru musí nutně stoupat i přitlačná síla. Rovněž vyšší normálová síla zajistí shodnost nebo alespoň blízkost průměrných rychlostí v obou směrech. Nicméně s rostoucí přitlačnou silou klesá efektivita aktuátoru, která může vést až k jeho úplnému zastavení, popř. k nenávratnému poškození vedení.

Cílem konfigurace normálové síly bude proto hledání optima mezi rychlostí aktuátoru a stabilitou jeho pohybu. Jinými slovy se jedná o nalezení intervalu, při němž má normálová síla blahodárný vliv na provoz aktuátoru.

**2)** Dalším parametrem k optimalizaci je **frekvence budícího signálu**, resp. délka náběžné hrany signálu (oba parametry jsou vzájemně závislé). S rostoucí frekvencí roste sice rychlost vozíku, nicméně také roste překmit a mechanické oscilace, které je nutné nechat odeznít. Dalším rozparem je blízkost rezonančních frekvencí, kde sice dosahujeme maximálních rychlostí, může dojít ovšem také ke ztrátě stability pohybu a nekontrolovatelnému rozkmitu vozíku.

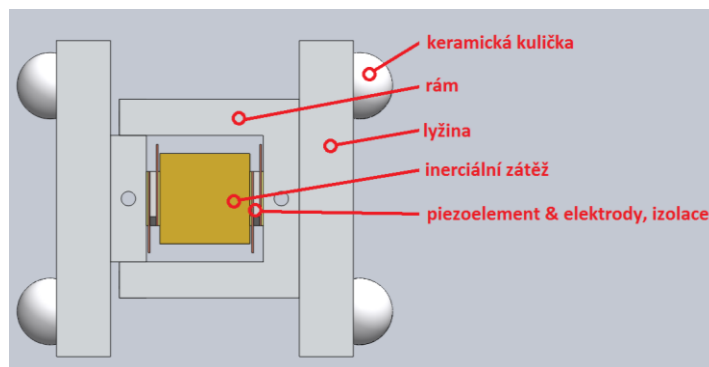
**3)** Důležitým parametrem budícího signálu je rovněž **délky relaxační periody**  $t_{p,d}$ , která je nutná k odeznění mechanických oscilací, nicméně prodlužuje délku signálu a snižuje rychlost aktuátoru.

**4)** Posledním významným parametrem je rovněž **exponent náběžné hrany**, který s rostoucími hodnotami zkracuje délku signálu a tedy teoreticky zvyšuje rychlost, nicméně má negativní vliv na zrychlení inerciální zátěže a způsobuje zpětný pohyb vozíku.

### 3.3.Konstrukce piezoaktuátoru

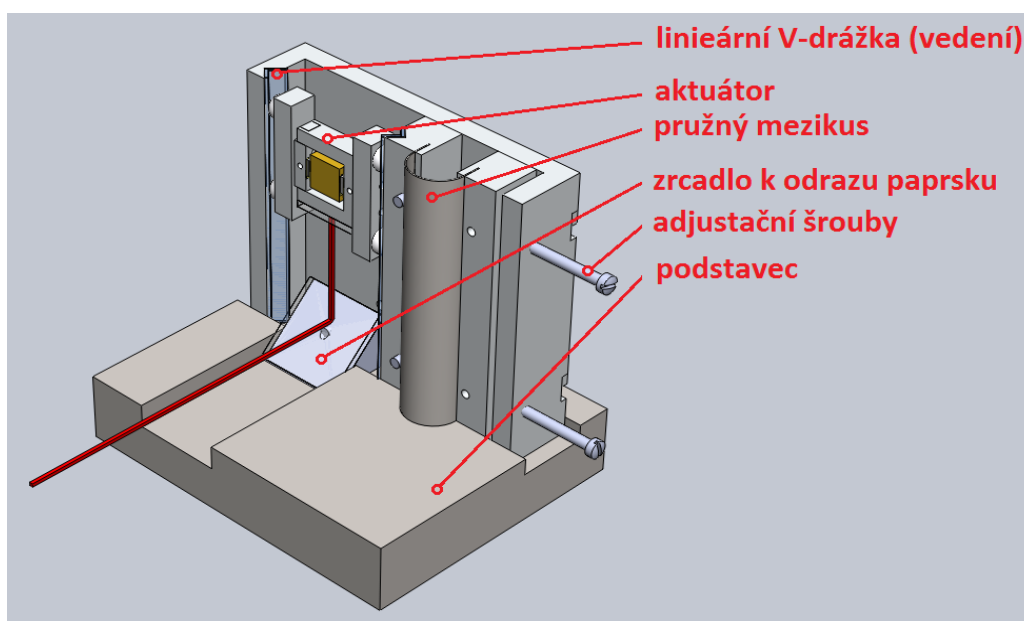
Piezoaktuátor zkonstruovaný v rámci této práce tvoří hliníkový rám, k němuž jsou přišroubovány ližiny s pouzdry pro keramické kuličky, které tvoří styčnou plochu s vedením. Rám tvoří dvojice součástí, aby do něj bylo možné instalovat piezokeramiku s párem elektrod a izolační keramiku ke galvanickému oddělení elektrod od těla rámu.





**Obr.č. 29: Prototyp těla piezoaktuátoru**

Vnější část sestavy tvoří duralový podstavec s vyfrézovanou dvojicí drážek, z níž v jedné je upevněn odražeč laserového paprsku, a v druhé je ukotven rám s jednou V-drážkou. Do rámu je pak vsazena dvojice ližin vzájemně propojených pružným plechovým muzikusem z fosforbronzu, aby bylo dosaženo předpětí ve styčných plochách dle požadavku z části .3.1. Přítlačnou sílu lze měnit adjustačními šrouby, přičemž z deformace muzikusu lze odvodit působící sílu<sup>32</sup>.



**Obr.č. 30: Prototyp sestavy piezoaktuátoru**

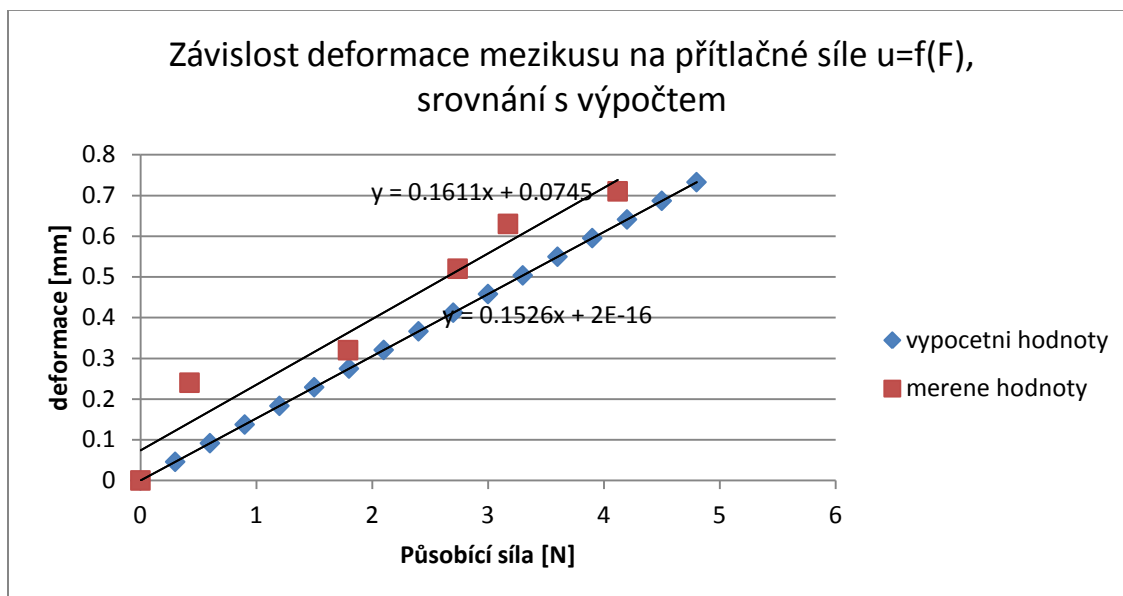
Aby byla zachována rovinnost pohybu dvojice ližin, jsou tyto upevněny rovněž v drážkách vyfrézovaných v zadní části rámu. Ve V-drážkách jsou nalepeny dvojice skleněných plátů, aby byl zajištěna maximální hladkost a zároveň tuhost stykových ploch.

Duralový odražeč je opatřen odrazovým pokoveným sklem. Zrcadlem je rovněž opatřen samotný aktuátor. V obr.č.30 je naznačen směr šíření i odrazu paprsku červeně.

<sup>32</sup> K tomuto účelu byl proveden orientační výpočet tuhosti plechového muzikusu, viz příloha.

### 3.3.1. Kalibrace muzikusu

Aby bylo možné určit přitlačnou sílu z deformace muzikusu, byla jednak vypočtena jeho teoretická tuhost<sup>33</sup> a jednak byl kalibrován tak, že byla měřena změna velikosti vzájemné vzdálenosti ližin při působení síly o dané velikosti. Výsledkem je graf, z něhož lze lineární interpolací usoudit na tuhost muzikusu:



Obr.č. 31: Stanovení tuhosti mezikusu a srovnání s výpočtem

Při výpočtu muzikusu jsme uvažovali pouze malé deformace, aby mohl být splněn předpoklad lineární tuhosti. Z obr. plyne, že tento předpoklad byl v dané oblasti deformací splněn.

## 4. Měření charakteristik motoru

Cílem měření charakteristik motoru je, jak již bylo řečeno, stanovit optimální pracovní body přístroje, zajistit jeho stabilní provoz a v neposlední řadě také zpětně ověřit předpoklady zavedené v předchozích kapitolách.

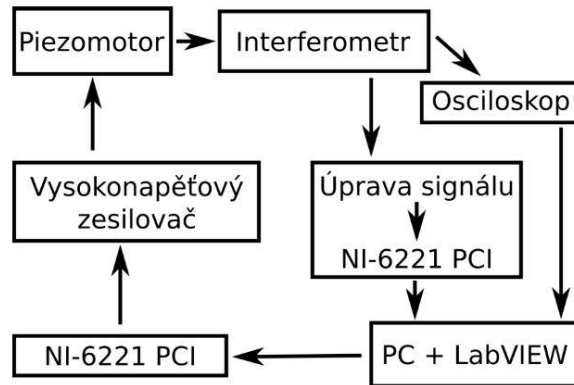
### 4.1. Měřicí zařízení a aparatura

Aparatura a software použitý v rámci této práce byl vytvořen na ÚFI FSI v předchozích letech v rámci vývoje lineárních posuvů typu slip-stick a impact-drive.

Základ měřicího zařízení tvoří dvojice přístrojů: interferometr a vysokonapěťový zesilovač, jež je přes NI-DAQ<sup>34</sup> kartu s vzorkovací frekvencí 800kHz připojen k počítači generujícímu vstupní pulsy, přičemž data z interferometru se vrací na DAQ kartu k zpracování v prostředí LabVIEW. K sestavě lze připojit osciloskop k detailnějšímu pozorování odezvy na budící puls.

<sup>33</sup> Tuhost byla vypočtena s využitím prutové teorie

<sup>34</sup> Hardwarový inkrementální čítač pulzů typ NI-6221 od firmy National Instruments (Data Acquisition Card)

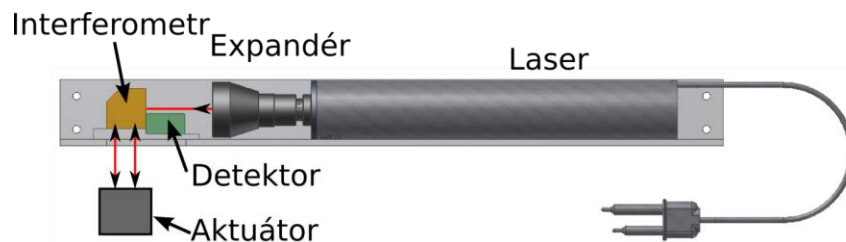


Obr.č. 32: Schéma měřicí soustavy

#### 4.1.1. Interferometr

Optický interferometr Michelsonova typu slouží jako detektor polohy piezoaktuátoru. Je uzpůsoben pro odraz od rovinného zrcadla s dvojitým průchodem svazku. Snímání polohy je provedeno pomocí homodynní detekce, kdy je svazek laserového světla o vlnové délce  $632\text{nm}$  veden přes dělič do dvou detekčních větví, z nichž jedna je fázově posunuta  $\frac{1}{4}$  vlnové délky. Detekční jednotka se zabudovanými fotodiodami a diferenciálním zesilovačem vytváří kvadratický signál v úrovních od  $-10\text{ V}$  do  $10\text{ V}$ . Optická detekce je bezkontaktní, aby neovlivňovala experiment. Výhodou je možnost detekovat pohyb z větší vzdálenosti, např. přes okno UHV systému [18].

Problém při instalaci interferometru k piezoaktuátoru spočívá především v přesném trasování paprsku, neboť odrazové plochy jsou zřídka přesně kolmé a paprsek je třeba vést přes dvě odrazové plochy vzájemně otočené v prostoru. Dalším problémem je absorpce světelného záření odrazovým materiálem. K detekci pohybu piezoaktuátoru byla použita skleněná plocha s mikroskopickou vrstvou zlata, které má pro danou vlnovou délku nejmenší koeficient absorpce.



Obr.č. 33: Model interferometru s laserem a detektorem

#### 4.1.2. Vysokonapěťový zesilovač

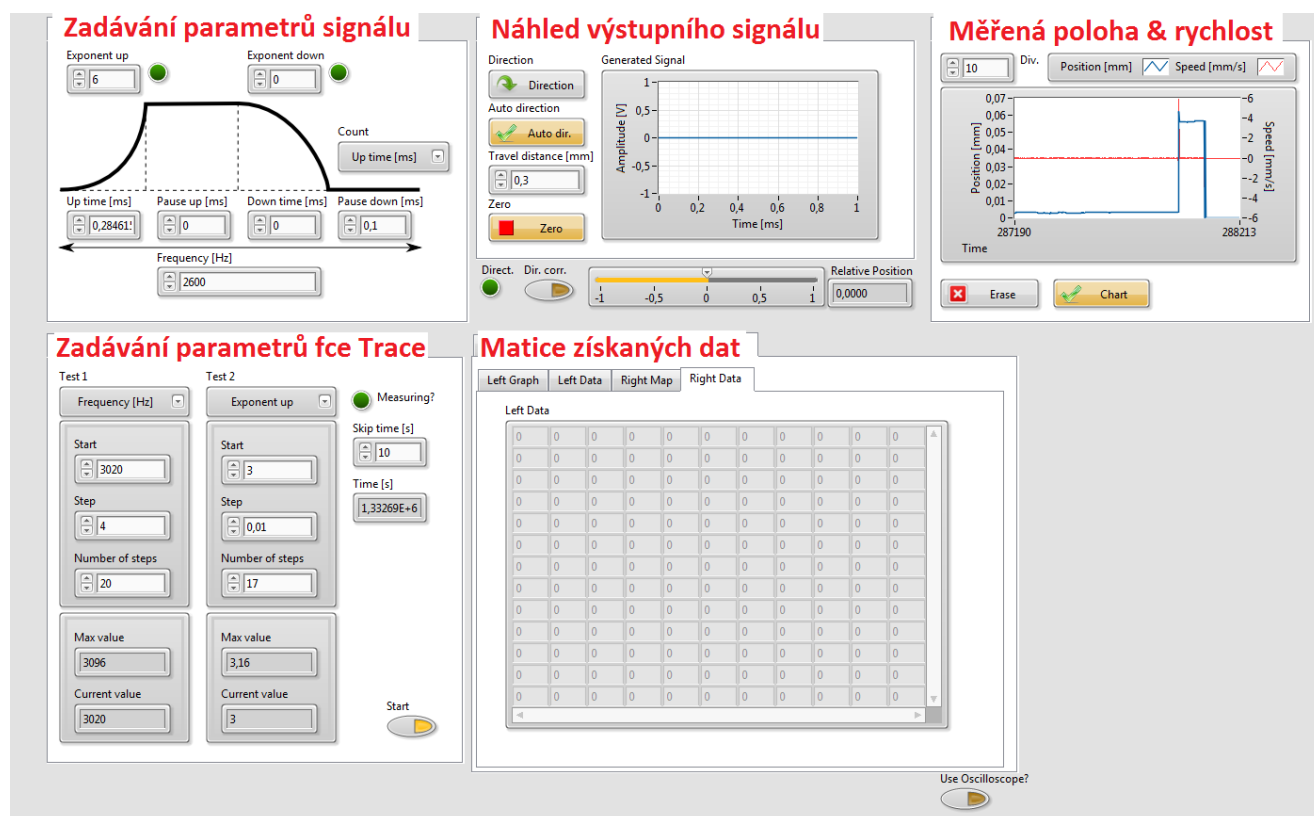
Vysokonapěťový zesilovač slouží k zesílení budícího signálu generovaného na NI-DAQ kartě. Jeho podstatnou charakteristikou je výstupní odpor, jak již bylo zmíněno v kap. 1.5.1, který má spolu s nenulovou kapacitou piezoelementu charakter dolní prupusti 1. Řádu. Nicméně vzhledem k tomu, že spektrální analýza vstupního napěťového signálu vypovídá o jeho nízkých harmonických složkách, nebude mít tato skutečnost zásadní vliv na kvalitu signálu.

Dalším významným faktorem ovlivňujícím experimenty s piezoaktuátorem je distorze signálu (jedná se především o konečnou dobu přeběhu a napěťovou limitaci)

### 4.1.3. Prostředí LabVIEW

V rámci vývoje piezoposuvů na ÚFI-FSI byl vytvořen automatizovaný měřicí systém v prostředí LabVIEW, v němž lze ze zadaných parametrů budicího pulzu generovat požadovaný signál a zároveň měřit, polohu a rychlost aktuátoru popř. délku jednotlivých kroků.

Systém obsahuje funkci *trace*, která umožňuje ve zvolených limitech a krocích proměřovat dvourozměrné charakteristiky motoru.

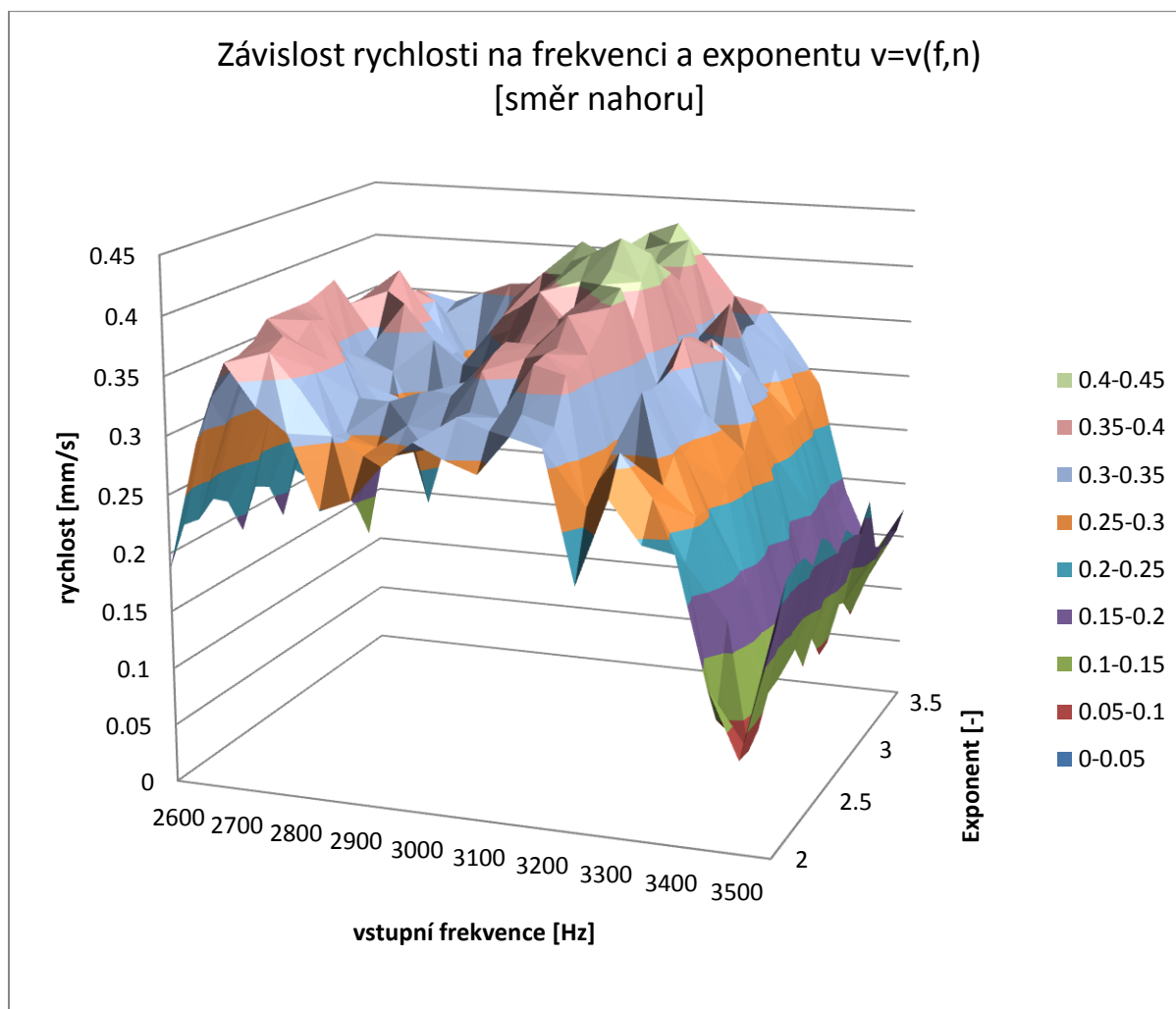


Obr.č. 34: Snímek z prostředí LabVIEW

## 4.2. Optimalizace budicí frekvence a exponentu

Cílem měření této charakteristiky ( $f - n$ ) je stanovit optimální exponent náběžné hrany a frekvenci budicího signálu, přičemž optimalizačním kritériem je dosažená *rychlost posuvu*. Vzhledem k tomu, že v části 1.5.3 byly stanoveny rezonanční frekvence piezoelementu, budeme hledat frekvenční optima v jejich blízkosti. K tomuto účelu byly rovněž v kap. 2.3.1 stanovena závislosti tvaru vstupního signálu na velikosti 1. rezonanční frekvence, z níž lze odečíst, že frekvence budicího signálu v pásmu **2-4kHz** obsahují dominantní 1. harmonickou frekvenci v pásmu **108kHz-116kHz**, což je pásmo obsahující první rezonanční frekvenci (obr.č.18). Provozní optimum budeme proto hledat v této oblasti.

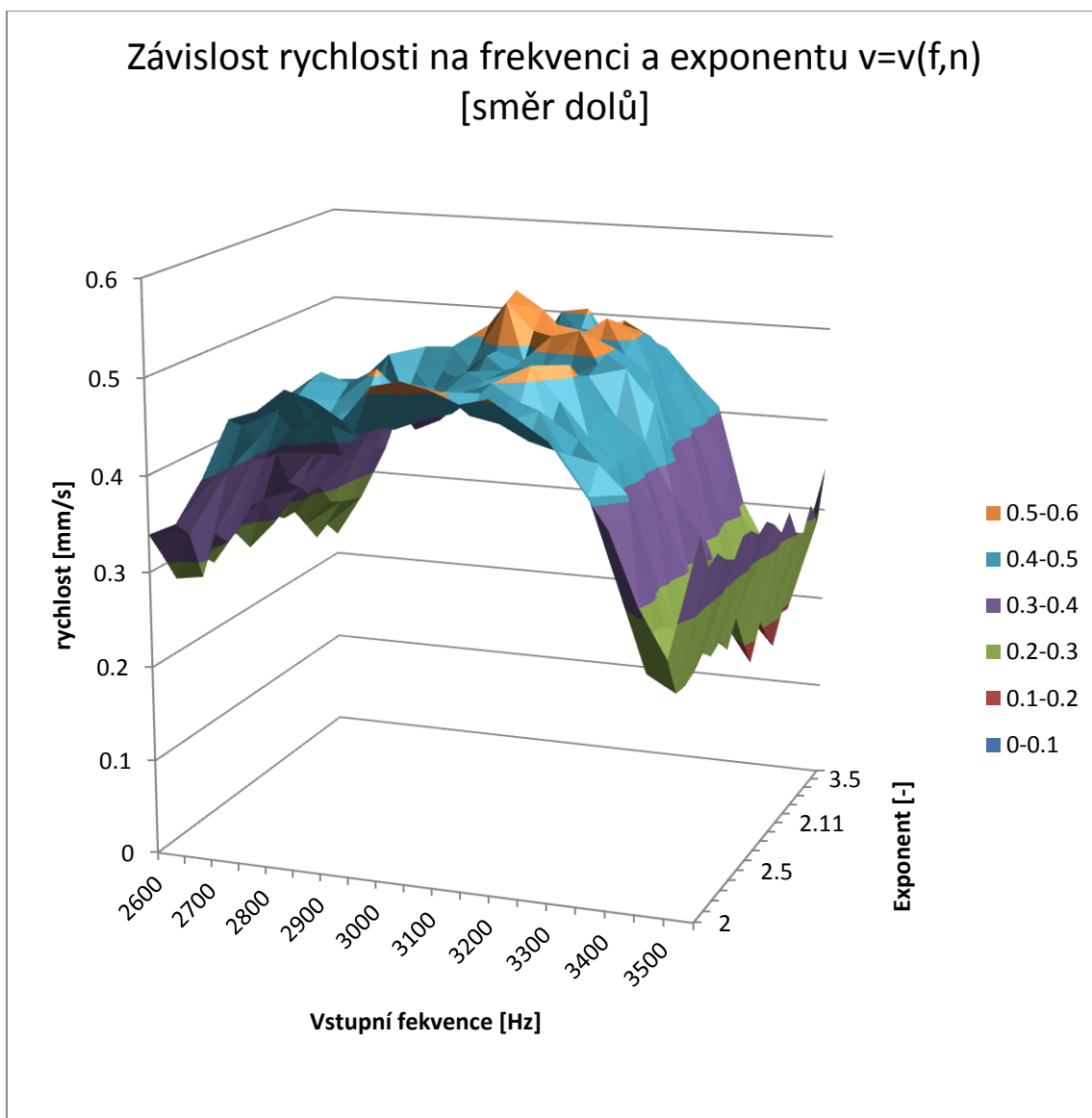
Signál generovaný pro tyto oblasti obsahoval relaxační pauzu o velikosti  $t_{p,down} = 0.03ms$ , pro odeznění oscilací, které mají neblahý vliv na provoz.<sup>35</sup>



**Obr.č. 35: Závislost rychlosti na budící frekvenci a exponentu**

Srovnáním  $f - n$  charakteristik v obou směrech lze usoudit na menší stabilitu pohybu směrem nahoru, neboť v grafu lze pozorovat přes evidentní lokální maximum nepřehlédnutelné fluktuace. Jinými slovy pohyb vzhůru je chaotičtější a velikost rychlosti má kolem jisté střední hodnoty spíše stochastický charakter. Tato vada poukazuje především na nedodržení předpokladu o souososti vodících kuliček a možné rotaci aktuátoru, která buď způsobuje chyby v měření, nebo vibraci v uvolněném vedení. Fluktuaci lze korigovat přítlakovou silou, nicméně jak bylo poukázáno v části 3.2, může tato korekce vést k úplnému zastavení manipulátoru.

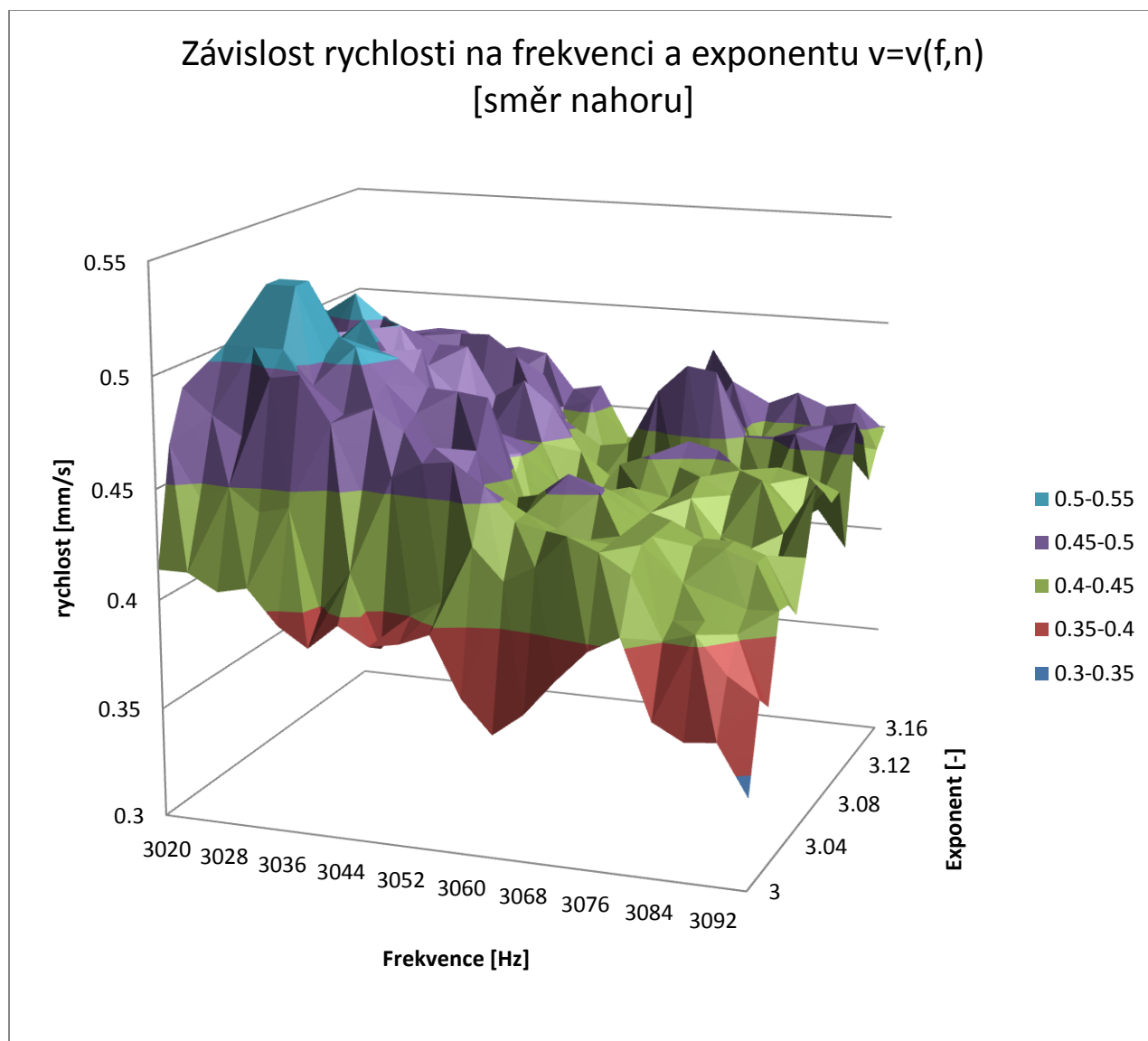
<sup>35</sup> Optimalizace parametru  $t_{p,d}$  je podrobněji diskutována v následující kapitole



**Obr.č. 36: Závislost rychlosti na budící frakvenci a exponentu**

Dle předpokladu o poloze rezonační frekvence se lokální maximum skutečně nachází v oblasti okolo **3.1kHz**, přičemž je oboustranně ohraničeno lokálními minimy. V tomto koridoru hraje velikost exponentu spíše marginální úlohu, nicméně optimum lze nalézt v oblasti mezi exponentem **2,8 – 3,2**.

V oblasti kolem 3.1kHz byla charakteristika  $v=v(f,n)$  proměřena jemněji, přičemž jsme získali závislost uvedenou na obr.č.37.



**Obr.č. 37: Závislost rychlosti na budící frekvenci a exponentu**

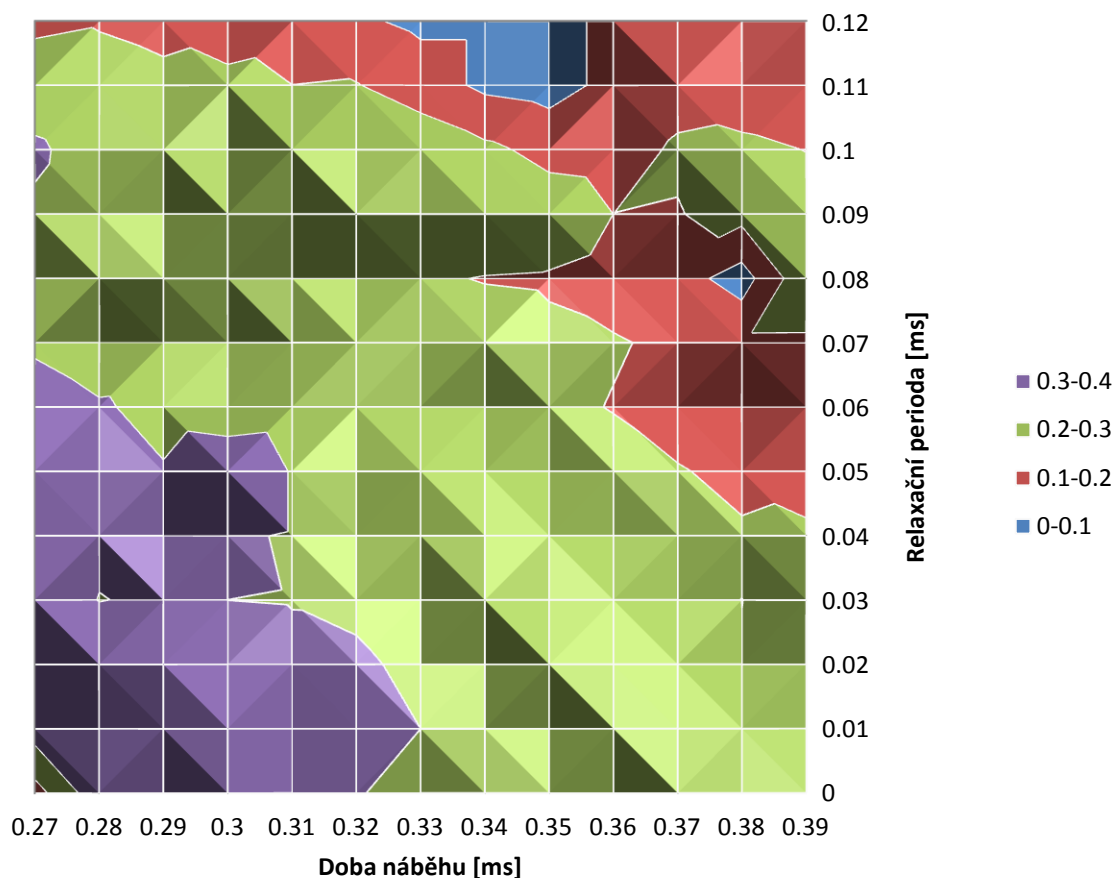
Optimum bylo v tomto případě nalezeno pro frekvenci **3028 Hz** a exponent **3.05**. Zajímavým faktem je, že rychlostní maximum v tomto případě klouže k nepatrně vyšším hodnotám exponentu, než jaké byly získány z předchozího měření.

### **4.3.Vliv relaxační periody**

Jak bylo naznačeno v kap.2.2, má délka relaxační periody signálu nezastupitelnou úlohu při odeznění tlumených oscilací způsobených konečnou tuhostí piezoelementu<sup>36</sup>. Nicméně jak bylo dále uvedeno v kap. 3.2. přes její nesporný význam snižuje celkovou rychlost manipulátoru, proto je třeba její délku optimalizovat.

<sup>36</sup> Deatil a komentář k oscilačnímu chování piezoaktuátoru je popsán v kap. 4.6

## Závislost rychlosti na době náběhu a relaxační periodě



Obr.č. 38: Závislost rychlosti na době náběhu a relaxační periodě

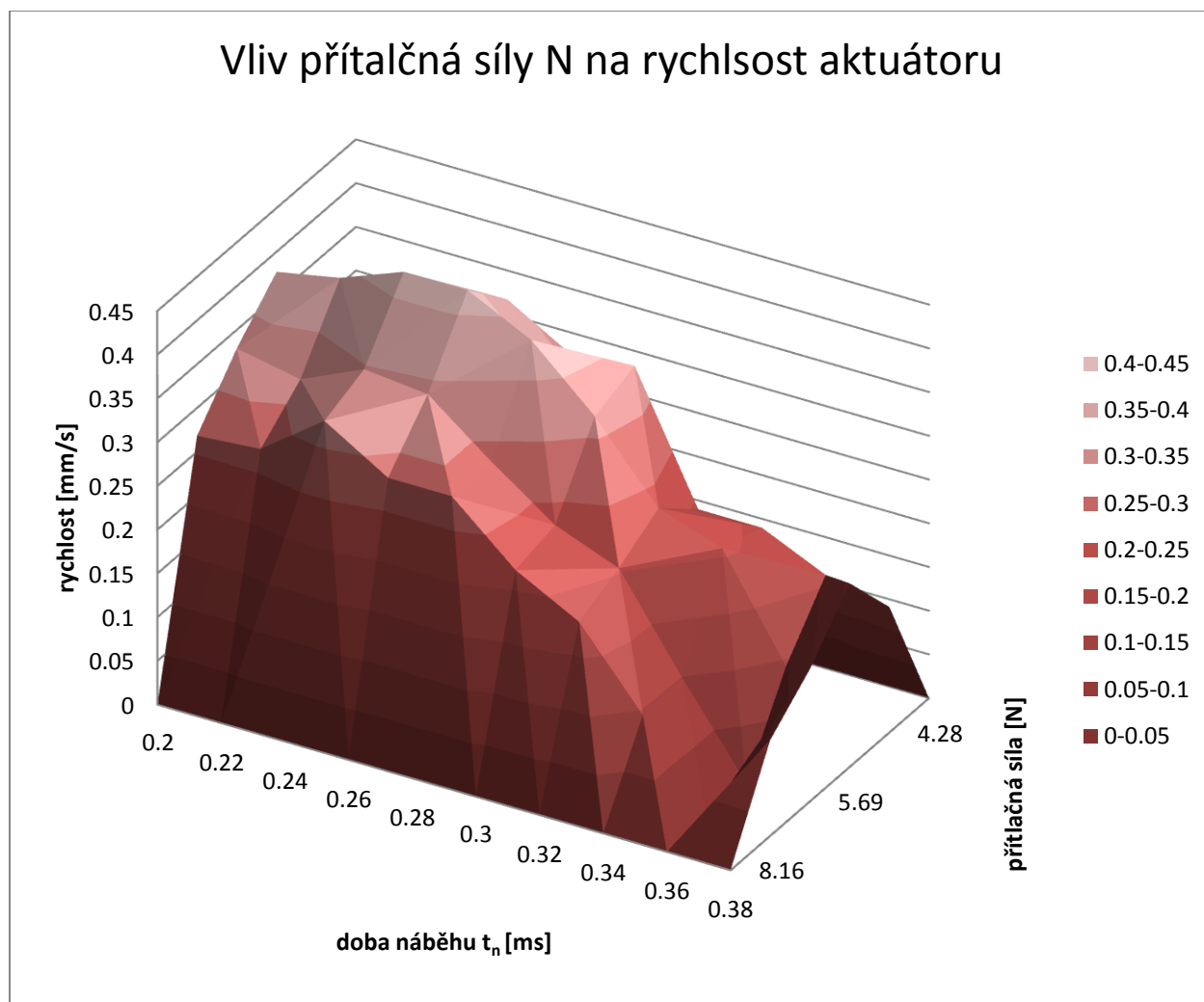
Z grafu je jasně patrné optimum blízke nulové pauze, v jistém bodě ovšem je pauza príliš malá a rychlost skokově klesá. Proto jako charakteristika aktuátoru byla stanovena optimální pauza univerzálně pro široký rozsah frekvencí na hodnotu **0.03ms**. Tato hodnota bude při další optimalizaci používána jako výchozí.

### 4.4.Vliv přítláčné síly

Vliv přítláčné síly byl diskutován v kap. 3.2. Experimenty s přítláčnou silou se soustředují především na hledání (jak se později ukázalo) velmi úzkého provozního intervalu přítláčných sil<sup>37</sup>. Jak lze vyčíst z obr.č.38 optimum přítláčné síly se nachází v okolí **5.69 N**

<sup>37</sup> Měření síly bylo prováděno nepřímou z deformace plechového muzikusu, nesymetrie materiálu způsobovala odchylky v měření proto lze v získaných hodnotách pozorovat jemnou fluktuaci.



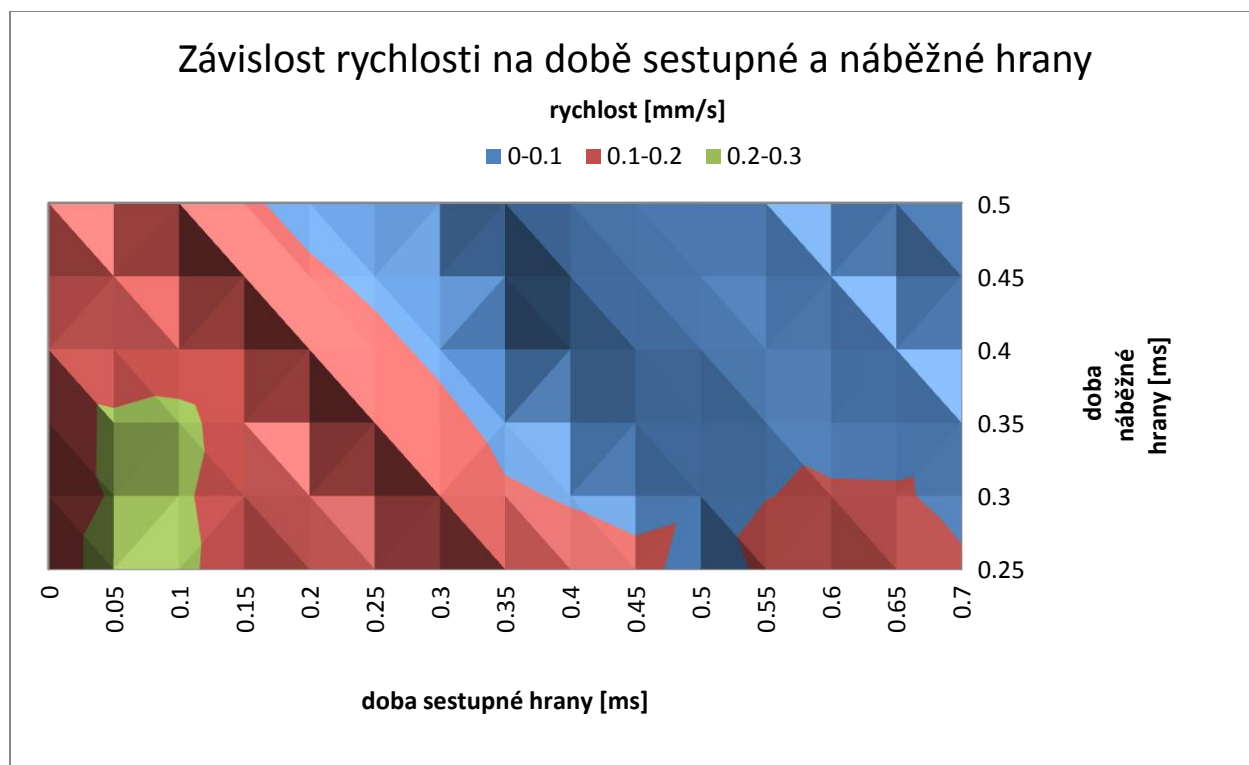


Obr.č. 39: Vliv přitlačné síly na rychlost aktuátoru

#### 4.5. Optimalizace délky sestupné hrany

V kap. 2.3.1. byl význam délky sestupné hrany redukován jen na dosažení co největšího sestupného poměru (doby přeběhu-slew rate), neboť tím bylo dosahováno maximálního zrychlení a tedy budící síly. Nicméně lze diskutovat o tom, zda není lepší sice zmenšit sílu snížením sestupného poměru, ale prodloužit její působení a tím i mimo jiné redukovat nežádoucí mechanické oscilace. Charakteristika  $t_n$  (délka náběžné hrany),  $t_d$  (délka sestupné hrany) byla proto proměřena na intervalu 0-0.7ms.

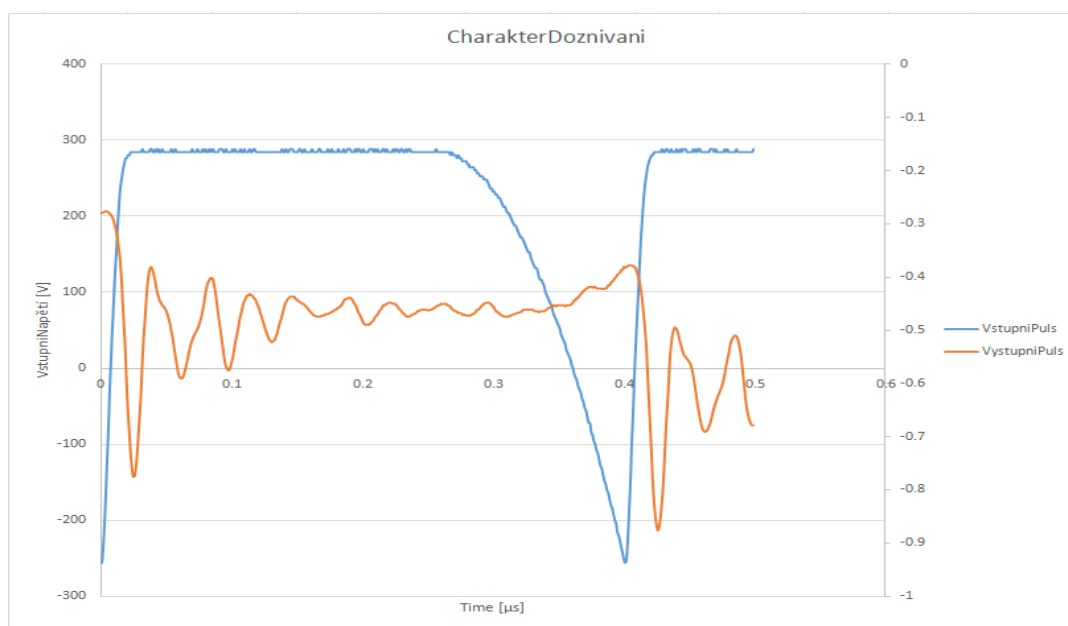
Lokální maximum se nachází poblíž hodnoty sestupné hrany  $t_d = 0.05ms$ . Při velmi malé sestupné hraně rychlost ostře klesá. Tento jev lze vysvětlit tak, že zesilovačem nelze vyvinout nekonečně krátkou dobu přeběhu a při nastavení nulové doby sestupné hrany dojde k přechodnému ději o určité délce, který zkracuje relaxační periodu nutnou k odeznění oscilací (část 4.3).



Obr.č. 40: Závislost rychlosti na době sestupné a náběžné hrany

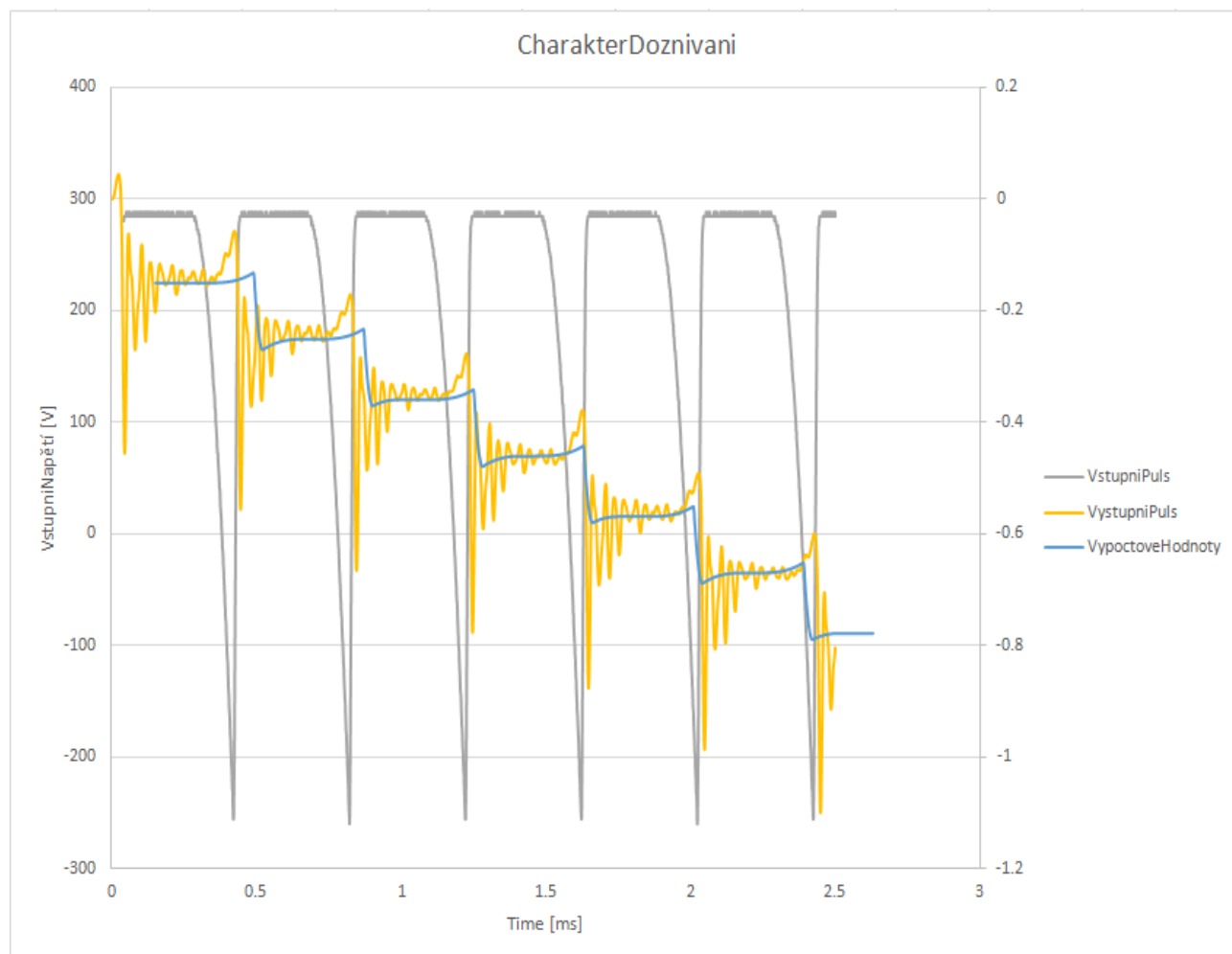
#### 4.6.Detail odezvy na budící signál

V detailním snímání odezvy na budící signál lze pozorovat tlumené oscilace způsobené konečnou tuhostí piezoelementu, tvar a délku sestupné hrany a distorzi napěťového signálu. Experimentální data lze rovněž srovnat s numerickou simulací



Obr.č. 41: Odezva na budící signál  $u(t)$

#### 4.6.1. Srovnání odezvy na budící signál s numerickou simulací

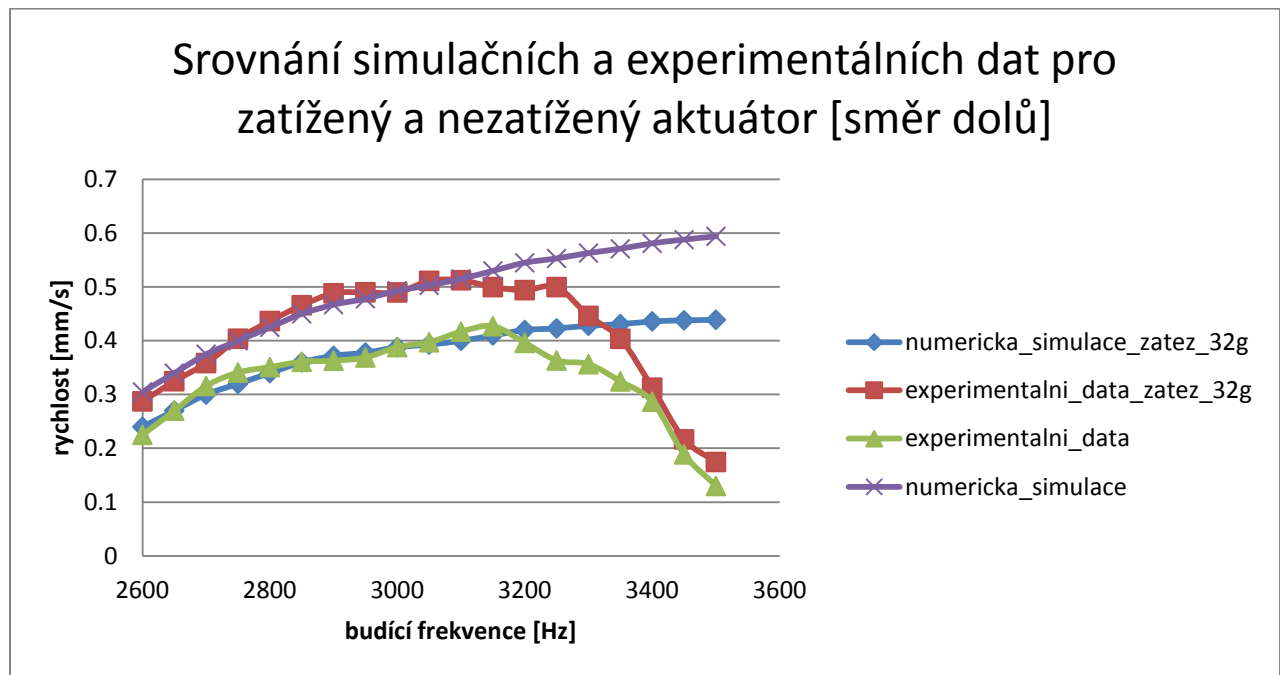


Obr.č. 42: Srovnání naměřených dat se simulací

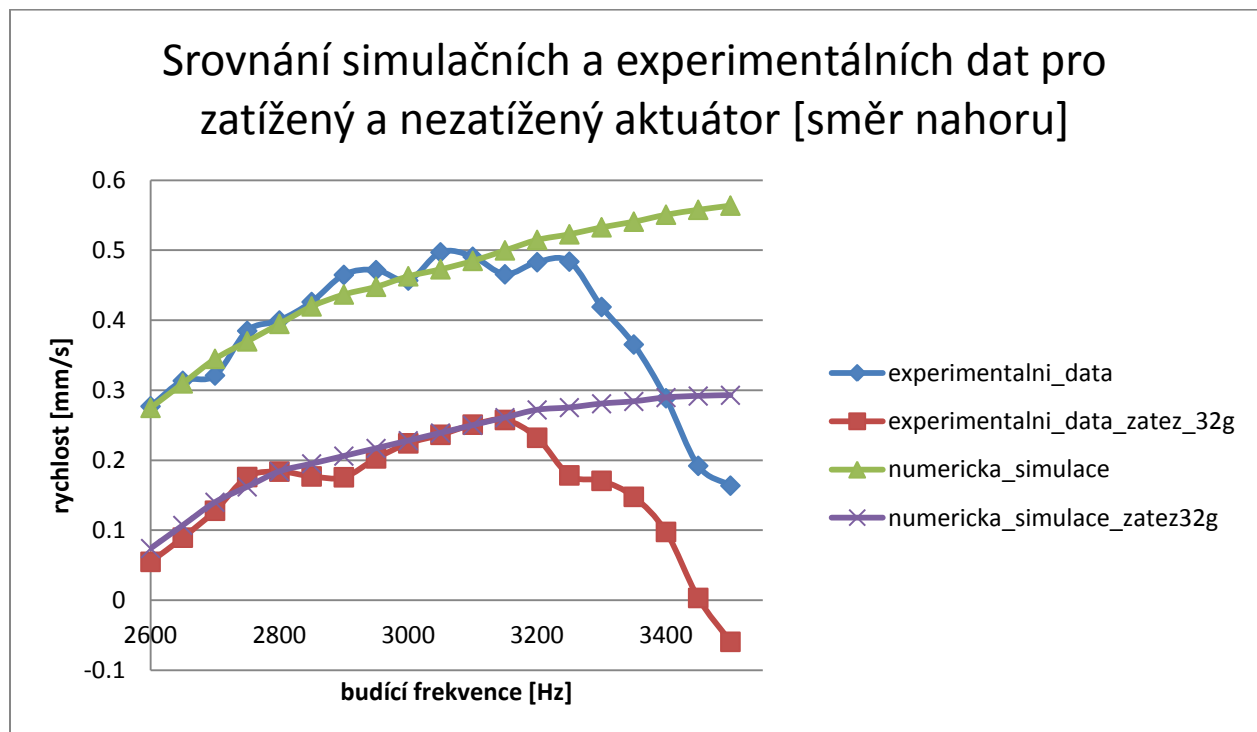
Na obr.č. 41 je detailní srovnání odpovědi na budící puls s numerickou simulací. Přestože simulace zanedbává konečnou tuhost piezoelementu a nedochází v ní k oscilacím, které můžeme sledovat v experimentálních datech, lze na jejím základě usuzovat na délku kroku a rychlost pohybu aktuátoru pro budící puls daných parametrů.

#### 4.6.2. Srovnání frekvenční závislosti při zátěži s numerickou simulací

Jako další charakteristika motoru byla změřena frekvenční závislost rychlosti na budícím pulsu, přičemž získaná data byla srovnána se zatíženým i nezatíženým aktuátorem.



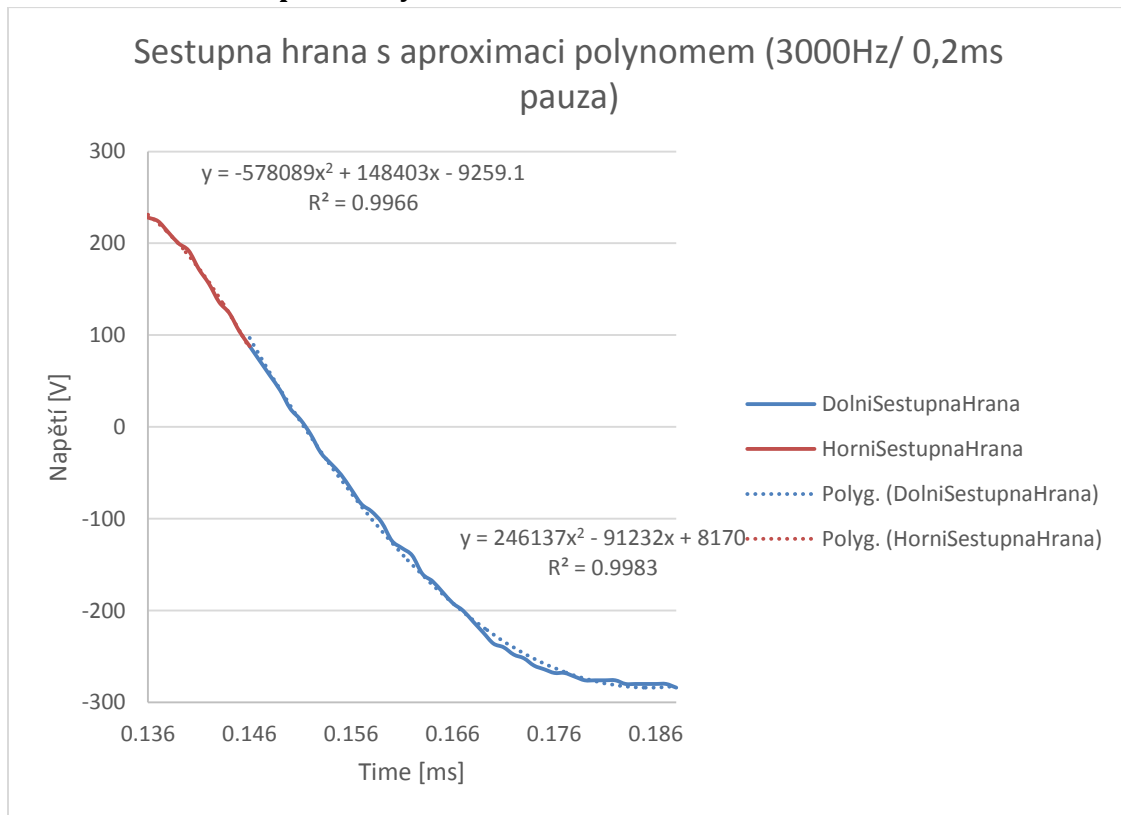
Obr.č. 43: Frekvenční závislost rychlosti na budícím pulsu [směr dolů]



Obr.č. 44: Frekvenční závislost rychlosti na budícím pulsu [směr nahoru]

Z grafu na obr.č.43 a 44 plyne, že ve shodě s předpokladem, za něhož bylo odvození numerického modelu provedeno (nebyla uvažována konečná tuhost piezokeramiky) se numerická a simulační data, shodují až do frekvence **3,2kHz**, kdy dochází k rapidnímu poklesu rychlosti. Tento jev souvisí s nestabilitou pohybu piezoaktuátoru v blízkosti rezonanční frekvence jak už bylo popsáno v části 1.5.3 a 3.2. a v pracích [3],[18] a jak lze např. vidět v části 1.5.3 na obr.č.18

#### 4.6.3. Tvar sestupné hrany



Obr.č. 45: Tvar sestupné hrany při maximální době přeběhu

Dalším sledovaným parametrem při zkoumání detailní odezvy na budící signál je tvar sestupné hrany. Při odvození numerické simulace v kap.2.3.1 jsme sestupnou hranu aproximovali dvěma polynomy 2. stupně, přičemž z grafu na obr.č.42 se lze přesvědčit, že tento předpoklad byl do jisté míry ve shodě s realitou. Na základě naměřené odezvy lze rovněž upravit parametry numerické simulace a lépe tak předvídat chování aktuátoru.

## 5. Závěr

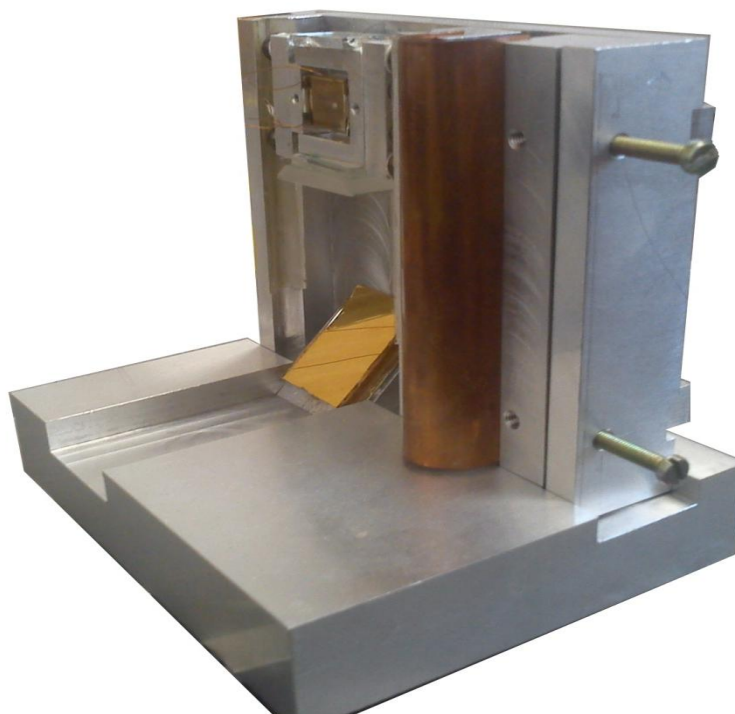
V rámci bakalářské byl na základě rešeršní činnosti a teoretického modelování odvozen elektrický a mechanický model piezokeramiky, díky nimž jsme mohli usuzovat na její chování v dané aplikaci. Výstupem této činnosti byla frekvenční charakteristika pro napěťové napájení, z nichž jsme mohli posoudit distorzi signálu, který je z principu nesymetrický a obsahuje tedy vyšší harmonické složky. Nicméně Fourierova analýza vstupního signálu prokázala, že frekvenční spektrum je posunuté k nižším kmitočetům, proto lze vliv distorze signálu zanedbat. Dalším výstupem teoretické části bylo stanovení rezonančních frekvencí, přičemž k tomuto účelu byl odvozen za uvedených předpokladů adekvátní matematický model. Z pohybové rovnice odvozené na základě principu činnosti aktuátoru typu impact-drive byla vytvořena numerická simulace v prostředí Simulink a generátor vstupního signálu v prostředí MATLAB, přičemž získaná data sloužila k odhadu parametrů budícího pulzu a byla srovnána s experimentálními závěry. Dále byl harmonicky analyzován silový signál, přičemž byla stanovena závislost první harmonickou frekvence na tvaru a frekvenci napěťového signálu.

Na základě předešlé činnosti byl navržen a realizován *funkční prototyp piezoaktuátoru*, přičemž ze znalosti stanovené rezonanční frekvence byl nalezen optimální pracovní bod v oblasti předpokládané matematickým modelem. Experimentálně byly optimalizovány další parametry signálu jako délka sestupné hrany, délka relaxační periody, exponent náběžné hrany a velikost přitlačné síly. Jako další byla měřena odezva na budící signál k srovnání s numerickou simulací a v neposlední řadě byl také měřen a srovnáván pohyb zatíženého a nezatíženého aktuátoru. Na základě získaných dat lze konstatovat, že vytvořený matematický model je v rámci zachování předpokladů, za kterých byl odvozen, užitečným nástrojem při stanovování parametrů piezoaktuátoru.

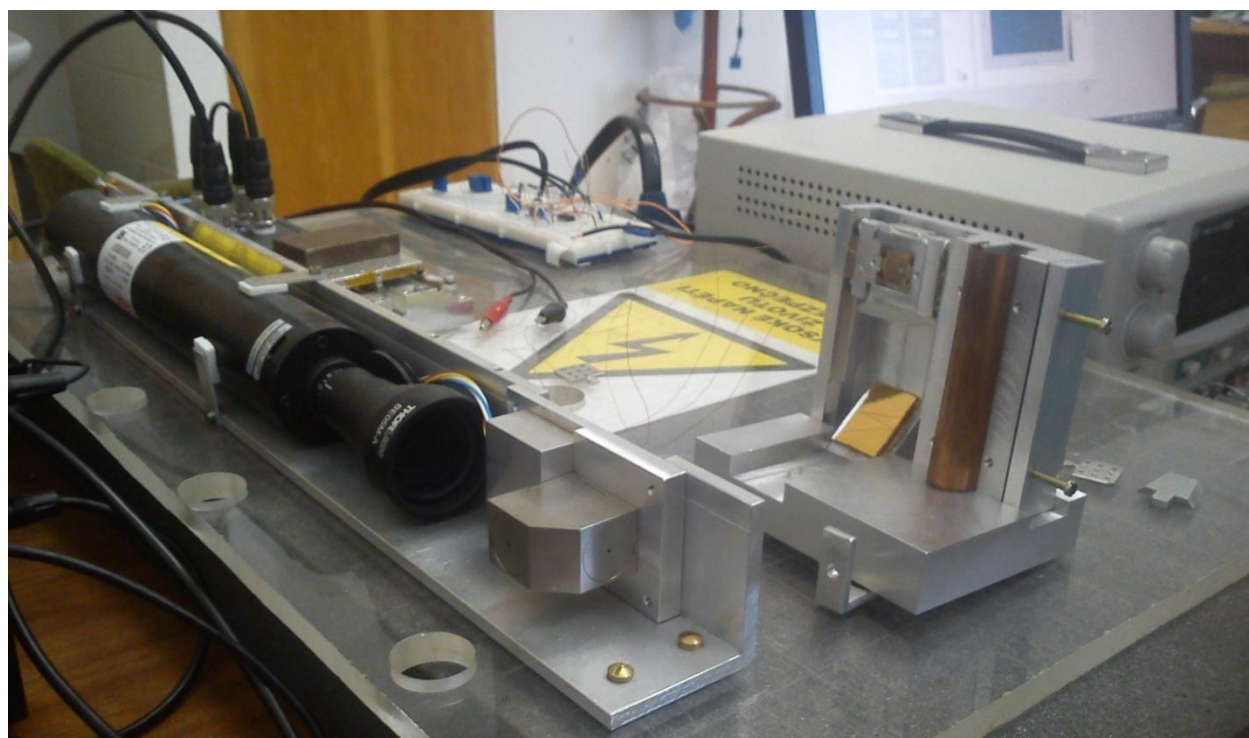
V práci byla použita a popsána měřící aparatur, mezi níž dominoval optický interferometr s homodynní detekcí a vysokonapěťový zesilovač, přičemž experimentální data byla snímána NI-DAQ kartou a převedena do prostředí LabVIEW k dalšímu zpracování.

Na závěr bych chtěl dodat, že piezoelektrický aktuátor vytvořený v rámci této práce jako prototyp pro AFM/STM aplikace je jen zlomkem z toho co nabízí piezotechnologie. Doufám proto, že skromným dílem přispěje tento text k jejich dalšímu vývoji.

## 6. Dodatek



Obr.č. 46: Vlastní realizace prototypu piezoaktuátoru



Obr.č. 47: Sestava piezoaktuátoru s interferometrem, detektorem a laserem





Obr.č. 48:Použitá měřicí sestava



## 7. Literatura

- [1] DIRK SPALTMANN, MANFRED HARTELT, MATHIASWOYDT: Triboactive materials for dry reciprocating sliding motion at ultra-high frequency, Federal Institute for Materials Research and Testing, Berlin, Germany, 2008
- [2] HAN J. M. T. A. ADRIAENS, WILLEM L. DE KONING, AND REINDER BANNING: Modeling Piezoelectric Actuators, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 2000
- [3] JIŘÍ PAVELEC: Vývoj UHV STM/AFM, bakalářská práce, Brno, FSI VUT v Brně, 2008
- [4] JIŘÍ PAVELEC: Vývoj lineárního posuvu pro UHV STM/AFM, diplomová práce, Brno, FSI VUT v Brně, 2011
- [5] AMIR ABDULLAH, ABBAS PAK: Correct Prediction of the Vibration Behavior of a High Power Ultrasonic Transducer by FEM Simulation, Amirkabir University of Technology, 2007
- [6] JEAN-MARC BREGUET, REYMONTE CLAVEL: Stick and Slip Actuators: design, control, performances and applications, Ecole Polytechnique FdCrale de Lausanne, 1998
- [7] MAROŠ MUDRÁK, ING. MARIAN KLÚČÍK: Piezoelektrické motory, Fakulta elektrotechniky a informatiky STU Bratislava, 2010
- [8] HANUŠ, J.: Využití piezo-materiálu pro získávání elektrické energie z vibrací. Brno: VUT v Brně, FSI, 2009. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.
- [9] HWEE CHOO LIAW, BIJAN SHIRINZADEH, JULIAN SMITH: Robust motion tracking control of piezo-driven flexure-based four-bar mechanism for micro/nano manipulation, Monash University, Clayton, VIC 3800, Australia, 2007
- [10] ZDENĚK HORÁK, FRANTIŠEK KRUPKA : Fyzika, příručka pro fakulty strojního inženýrství, SNTL Nakladatelství technické literatury, Praha 1966
- [11] KAREL REKTORYS A KOL.: Přehled užití matematiky, 2.vydání, SNTL, Nakladatelství technické literatury, Praha, 1968
- [12] Studijní text pro Matematiku III, ÚM FSI VUT v Brně, 2008
- [13] M. GOLDFARB AND N. CELANOVIC: Modeling piezoelectric stack actuators for control of micromanipulation, *IEEE Contr. Syst. Mag.*, vol. 17, str.69–79, 1997.
- [14] B. D. COLEMAN AND M. L. HODGDON: A constitutive relation for rateindependent hysteresis in ferromagnetically soft materials, *Int. J. Eng. Sci.*, vol. 24, str. 897–919, 1986.
- [15] MARK PATTERSON: Piezoelectric and Piezoresistive Sensors, dostupné online:  
<http://academic.udayton.edu/markpatterson/ECT459/Piezoelectric%20and%20PiezoSensors.pdf>

- [16] MARTIN ŠPILLER, ZDENĚK HURÁK: Hybrid charge control for stick–slip piezoelectric actuators
- [17] R. BANNING, W. L. DE KONING, J. M. T. A. ADRIAENS, AND K. R. KOOPS:  
“State-space analysis and identification for a class of hysteretic systems,”
- [18] ZDENĚK NOVÁČEK , MICHAL PAVERA, JAN NEUMAN, TOMÁŠ ŠIKOLA: Systém pro charakterizaci a optimalizaci piezomotorů, 1 Ústav fyzikálního inženýrství, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Brno, *připraveno k vydání*
- [19] GILDER NADER, EMILIO CARLOS NELLI SILVA, JULIO CEZAR ADAMOWSKI: Effective Damping Value of Piezoelectric Transducer Determined by Experimental Techniques and Numerical Analysis
- [20] J.ROTH: Vacuum Technology, New York 1996.
- [21] Katalog výrobce piezokeramiky Noliac, dostupné on-line:  
<http://www.noliac.com/Specification-141.aspx>
- [22] Technická specifikace výrobce piezokeramiky Noliac, dostupné on-line  
[http://www.noliac.com/Material\\_characteristics\\_-143.aspx](http://www.noliac.com/Material_characteristics_-143.aspx)
- [23] BUCKLEY, D. H.: Friction, Wear, and Lubrication in Vacuum. NASA Lewis Research Center, 1971, 47 s.
- [24] Wikipedia: Ultrasonic motor, dostupné online  
[http://en.wikipedia.org/wiki/Ultrasonic\\_motor](http://en.wikipedia.org/wiki/Ultrasonic_motor), 2011/28/04,
- [25] L. RAVANBOD-SHIRAZI AND A BESANC, ON-VODA: Friction identification using the Karnopp model, applied to an electropneumatic actuator, Laboratoire d’Automatique de Grenoble, ENSIEG, Saint Martin d’He`res, France